

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

**Pohon naklápění kyslíkového konvertoru**  
**Oxygen Converter Tilting Drive**

Student:

Bc. Jiří Put

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2010

# Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Put**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení  
Téma: **Pohon naklápění kyslíkového konvertoru**  
**Oxygen Converter Titling Drive**

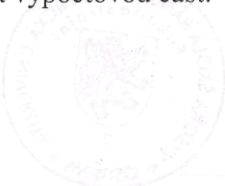
Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte projekčně-konstrukční návrh mechanismu naklápění kyslíkového konvertoru pro výrobu oceli.
2. Zpracujte variantní řešení mechanismu (vybraných konstrukčních uzlů) s detailním konstrukčním propracováním poháněcí jednotky.
3. Výchozí parametry:

Hmotnost tavby	130 t
Čas potřebný k naklopení konvertoru o 90°	15 s
4. Proved'te:
  - technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného mechanismu doplněnou nezbytnými výpočty,
  - projekční návrh kompletního mechanismu naklápění kyslíkového konvertoru,
  - detailní konstrukční propracování pohonu mechanismu naklápění včetně určených konstrukčních uzlů.

Rozsah práce min. 40 stran textu mimo přílohy, grafická příloha v rozsahu min. 2xA0.

Text bude rozdělen na úvod do problematiky, technický popis navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci (technickou zprávu) a výpočtovou část.



*Handwritten signature*

Seznam doporučené odborné literatury:

- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32s.
- CHOCHOLÁČ, M., et al.: *Algoritmizace hutní výroby*. Skripta VŠB Ostrava 1980. 342s.
- MARTÍNEK, P.: *Transportní zařízení*. Skripta VŠB-TUO 1993, 109 s. ISBN 80-7078-165-3.
- ROUBÍČEK, O.: *Elektrické motory a pohony* 1. vyd. Praha : BEN, 2004, 191s. ISBN 80-7300-092-X.
- HORYL, P.: *Statika a dynamika*. 2. vyd. Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, 1996, 218s. ISBN 80-7078-971-9.
- Firemní literatura, podklady apod.
- Literární řešerše zpracovaná v rámci diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 11.11.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 21.5.2010 .....

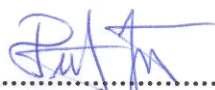
.....  
podpis studenta



Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 21.5.2010

  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jiří Put

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bláhova 547/3

Ostrava-Michaľkovice, 715 00

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PUT, J. *Pohon naklápění kyslíkového konvertoru: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2010, 66 s. vedoucí práce Kovář, L.

Diplomová práce se zabývá projekčně-konstrukčním návrhem mechanismu naklápění kyslíkového konvertoru pro výrobu oceli. Tento návrh vychází z rozměrového a hmotnostního návrhu nádoby konvertoru, včetně analýzy změny polohy těžiště za různých pracovních podmínek, na jehož základě byl stanoven maximální odporový moment. Pro překonání tohoto maximálního odporového momentu byl navržen pohon naklápění kyslíkového konvertoru, včetně ocelové konstrukce. Uchycení pohonu na hnané hřídeli je řešeno pomocí svěrného spojení na kuželové ploše, vycházející z variantního návrhu. Jednotlivé zadané konstrukční uzly byly početně zkontrolovány a jejich projekčně-konstrukční řešení, včetně hlavních rozměrů, je dokumentováno v příloze výkresové dokumentace.

## ANNOTATION OF THESIS

PUT, J. *Oxygen Converter Tilting Drive: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2010, 66 p. Thesis head Kovář, L.

This master thesis deals with structural design of oxygen converter tilting drive for steelmaking. This proposal is based on dimensional weight and gravimetric suggestion of the converter vessel, including an analysis of changes in the center of gravity for different working conditions under which the establishment of a maximum resistive torque. To overcome this resistance maximum torque drive designed tilting of oxygen converter, including steel construction. Mounting the drive to the driven shaft is solved by using a conical clamping connection to the desktop, based on variant design. Individual entered design nodes were constructed and inspected for planning, design solutions, including the main dimension, is documented in the annex drawings.

## **Obsah diplomové práce**

Seznam použitého značení.....	8
1 Úvod .....	12
2 Popis funkce zařízení.....	13
3 Návrh nádoby kyslíkového konvertoru .....	17
3.1 Rozměrový návrh.....	17
3.2 Hmotnostní návrh.....	18
3.3 Analýza změny polohy těžiště .....	19
4 Návrh uložení nosného prstence konvertorové nádoby.....	22
4.1 Návrh průměru nosného čepu.....	22
4.2 Návrh a výpočet valivého uložení.....	24
5 Návrh pohonu nakládění kyslíkového konvertoru .....	28
5.1 Variantní návrh pohonu.....	28
5.2 Popis zvoleného pohonu.....	35
5.3 Výpočet zvoleného pohonu .....	36
5.4 Rozměrový návrh ozubeného převodu.....	38
5.5 Pevnostní kontrola ozubeného převodu .....	40
5.6 Variantní návrh uchycení ozubeného kola na hnané hřídeli.....	42
5.7 Detailní řešení zvolené varianty uchycení ozubeného kola na hnané hřídeli.....	47
6 Detailní řešení zvolených konstrukčních uzlů .....	51
6.1 Návrh valivého uložení ocelové konstrukce rámu mechanismu nakládění .....	51
6.2 Kontrola životnosti valivého uložení ocelové konstrukce rámu.....	52
6.3 Kontrola volného konce hnané hřídele na složené namáhání.....	53
6.4 Kontrola volného konce pastorku na složené namáhání .....	54
6.5 Kontrola životnosti valivého uložení pastorku.....	56
7 Závěr .....	60
8 Seznam použité literatury .....	63
9 Seznam příloh.....	66

## Seznam použitého značení

Značka	Jednotka	Veličina
a	[m]	roztečná vzdálenost os
a <sub>c</sub>	[m]	výška hlavy zubu nad tětivou
a <sub>w</sub>	[m]	vzdálenost os
b	[m]	šířka ozubení
b <sub>r</sub>	[1]	šířkový poměr
c <sub>0</sub>	[N]	základní statická únosnost
d	[m]	průměr roztečné kružnice
d	[m]	velký průměr závitu
d'	[m]	průměr volného konce pastorku oslabený o drážku pro pero
d <sub>1</sub>	[m]	vnitřní průměr dutého čepu
D <sub>1</sub>	[m]	vnější průměr dutého čepu v ose ložiska
D <sub>1</sub>	[m]	malý průměr závitu
d <sub>2</sub>	[m]	střední průměr závitu
d <sub>3</sub> '	[m]	minimální průměru jádra šroubu
d <sub>a</sub>	[m]	průměr hlavové kružnice
d <sub>b</sub>	[m]	průměr základní kružnice
d <sub>f</sub>	[m]	průměr patní kružnice
d <sub>M</sub>	[m]	průměr válečku (kuličky)
D <sub>0</sub>	[m]	průměr díry (střední) pro šroub
d <sub>s</sub>	[m]	střední průměr třecí plochy pod hlavou šroubu
d <sub>s</sub>	[m]	střední průměr kužele
d <sub>w</sub>	[m]	pracovní roztečný průměr
E	[Pa]	modul pružnosti v tahu
f	[1]	součinitel tření
F <sub>1</sub>	[N]	ohybová síla od vlastní tíhy mechanismu naklápění
F <sub>2</sub>	[N]	ohybová síla od ½ vlastní tíhy převodovky
F <sub>a</sub>	[N]	axiální síla
F <sub>A</sub>	[N]	axiální síla
F <sub>G</sub>	[N]	radiální síla od vlastní tíhy konvertoru
f <sub>m</sub>	[1]	součinitel tření pod hlavou šroubu
F <sub>n</sub>	[N]	normální síla
F <sub>o</sub>	[N]	zatěžující síla od vlastní tíhy konvertoru
F <sub>o</sub>	[N]	osová síla ve šroubu
F <sub>r</sub>	[N]	radiální síla
F <sub>t</sub>	[N]	obvodová síla
f <sub>x</sub>	[m]	mezní úchylka rovnoběžnosti os
f <sub>y</sub>	[m]	mezní úchylka rovnoběžnosti os
f <sub>z</sub>	[1]	součinitel tření na závitu
g	[m·s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
H <sub>1</sub>	[m]	nosná hloubka závitu
i	[1]	převodový poměr ozubeného převodu



$i_{in}$	[1]	požadovaný převodový poměr
$i_p$	[1]	skutečný převodový poměr převodovky
$J_{HV}$	[1]	tvrdost v jádře zubu
$k$	[1]	snížení hlavy zubu
$K$	[1]	kuželovitost
$K_A$	[1]	součinitel vnějších dynamických sil
$K_{Hv}$	[1]	součinitel vnitřních dynamických sil
$K_{H\beta}$	[1]	součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce
$k_s$	[1]	statická bezpečnost
$k_{sskut}$	[1]	skutečná statická bezpečnost
$l$	[m]	vzdálenost těžiště od osy rotace konvertoru
$l$	[m]	délka náboje
$L$	[m]	vzdálenost zatěžující síly od valivého uložení hřídele
$l_1$	[m]	vzdálenost zatěžující radiální síly
$L_{10h}$	[s]	trvanlivost ložiska
$l_2$	[m]	vzdálenost pevné podpory od krajní hrany pastorku
$l_3$	[m]	vzdálenost radiální síly od pevné podpory
$l_4$	[m]	vzdálenost ohybové síly od valivého uložení pastorku
$m$	[1]	modul
$M$	[m]	rozměr přes válečky (kuličky)
$m_1$	[kg]	celková hmotnost mechanismu naklápění
$m_c$	[kg]	celková hmotnost konvertoru s tekutou ocelí
$m_k$	[kg]	celková hmotnost konvertoru
$M_k$	[N·m]	maximální kroutící moment na hřídeli
$M_k$	[N·m]	kroutící moment
$M_{k1}$	[N·m]	výstupní kroutící moment 4 elektromotorů
$M_{k2}$	[N·m]	výstupní kroutící moment 4 převodovek
$M_{k2-1}$	[N·m]	maximální přenášený kroutící moment na pastorku
$M_{k23}$	[N·m]	kroutící moment 4 pastorků
$M_{k3}$	[N·m]	kroutící moment na ozubeném kole a výstupní hřídeli
$m_m$	[kg]	střední měrná hmotnost vyzdívky
$m_n$	[kg]	celková hmotnost konvertorové nádoby
$m_o$	[kg]	hmotnost tekuté oceli
$M_o$	[N·m]	celkový odporový moment konvertoru
$M_{ohyb}$	[N·m]	maximální ohybový moment
$M_T$	[N·m]	třecí moment na stykové ploše
$M_{TM}$	[N·m]	třecí moment pod hlavou šroubu
$M_{TZ}$	[N·m]	třecí moment na závitu šroubu
$M_U$	[N·m]	utahovací moment
$n$	[ks]	počet elektromotorů
$n$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky
$n_{E1}$	[s <sup>-1</sup> ]	rezonanční otáčky
$N_{Flim}$	[1]	bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu
$N_{Hlim}$	[1]	bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku

$n_{ks}$	$[s^{-1}]$	otáčky ložiska
$n_m$	$[s^{-1}]$	jmenovité otáčky elektromotoru
$P$	$[W]$	výkon jednoho elektromotoru
$p$	$[m]$	rozteč zubů
$p$	$[Pa]$	plošný tlak
$P_0$	$[N]$	radiální zatížení působící na ložisko
$p_D$	$[Pa]$	dovolený měrný tlak
$P_h$	$[m]$	stoupání závitu
$p_{tb}$	$[m]$	základní rozteč
$p_z$	$[Pa]$	měrný tlak v závitu
$q_F$	$[1]$	exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb
$q_H$	$[1]$	exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk
$R_e$	$[Pa]$	mez kluzu v tahu
$s$	$[m]$	tloušťka zubu
$s$	$[m]$	velikost otvoru klíče
$S_F$	$[1]$	součinitel bezpečnosti v ohybu
$S_{Fst}$	$[1]$	statická bezpečnost v ohybu
$S_H$	$[1]$	součinitel bezpečnosti v dotyku
$S_{Hst}$	$[1]$	statická bezpečnost v dotyku
$s_t$	$[m]$	čelní tloušťka zubu
$S_u$	$[Pa]$	mez pevnosti v tahu
$S_y$	$[Pa]$	mez kluzu v tahu
$t_{90}$	$[s]$	doba otočení hřídele o $90^\circ$
$t_c$	$[m]$	tloušťka zubu na těživě
$v$	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová rychlost
$V_{HV}$	$[1]$	tvrdost na boku zubu
$W$	$[m]$	rozměr přes zuby
$W_k$	$[m^3]$	modul průřezu v krutu pro kruhovou tyč
$W_o$	$[m^3]$	modul průřezu v ohybu pro kruhovou tyč
$x$	$[1]$	jednotkové posunutí
$x_p$	$[1]$	jednotková korekce bez podříznutí
$x_z$	$[1]$	jednotková korekce bez zúžení
$z$	$[1]$	počet zubů
$z$	$[ks]$	počet nosných závitů
$z_1$	$[ks]$	počet zubů na pastorku
$z_2$	$[ks]$	počet zubů na ozubeném kole
$\alpha$	$[^\circ]$	úhel naklopení konvertoru
$\alpha$	$[1]$	tvarový součinitel
$\alpha$	$[^\circ]$	úhel profilu
$\alpha$	$[^\circ]$	úhel stoupání závitu
$\alpha_a$	$[^\circ]$	hlavový úhel profilu
$\alpha_w$	$[^\circ]$	provozní úhel záběru
$\beta$	$[^\circ]$	úhel sklonu zubů
$\beta$	$[^\circ]$	úhel sklonu kužele

$\beta$	[1]	koeficient přidavných rázů
$\Delta d$	[m]	přesah
$\Delta d_d$	[m]	přesah náboje
$\Delta d_h$	[m]	přesah hřídele
$\varepsilon$	[1]	součinitel trvání záběru
$\eta$	[1]	účinnost převodu
$\eta_L$	[1]	účinnost ložisek
$\eta_p$	[1]	účinnost převodovky
$\mu$	[1]	Poissonova konstanta
$\pi$	[1]	poměr obvodu kruhu k jeho průměru (Ludolphovo číslo)
$\Sigma$	[kg]	suma celkové hmotnosti konvertoru
$\Sigma_d$	[kg]	suma dílčí hmotnosti konvertoru
$\sigma_D$	[Pa]	dovolené napětí v tahu
$\sigma_{Flim}$	[Pa]	mez únavy v ohybu
$\sigma_{Hlim}$	[Pa]	mez únavy v dotyku
$\sigma_o$	[Pa]	napětí v ohybu
$\sigma_{red}$	[Pa]	redukované napětí dle Guesta (krut + ohyb)
$\sigma_{redD}$	[Pa]	dovolené redukované napětí dle Guesta (krut + ohyb)
$\sigma_t$	[Pa]	napětí v tahu
$\Sigma_x$	[m]	celková jednotková korekce
$\tau_k$	[Pa]	napětí v krutu
$\varphi'$	[°]	třecí úhel
$\psi$	[°]	úhel stoupání závitu
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost elektromotoru

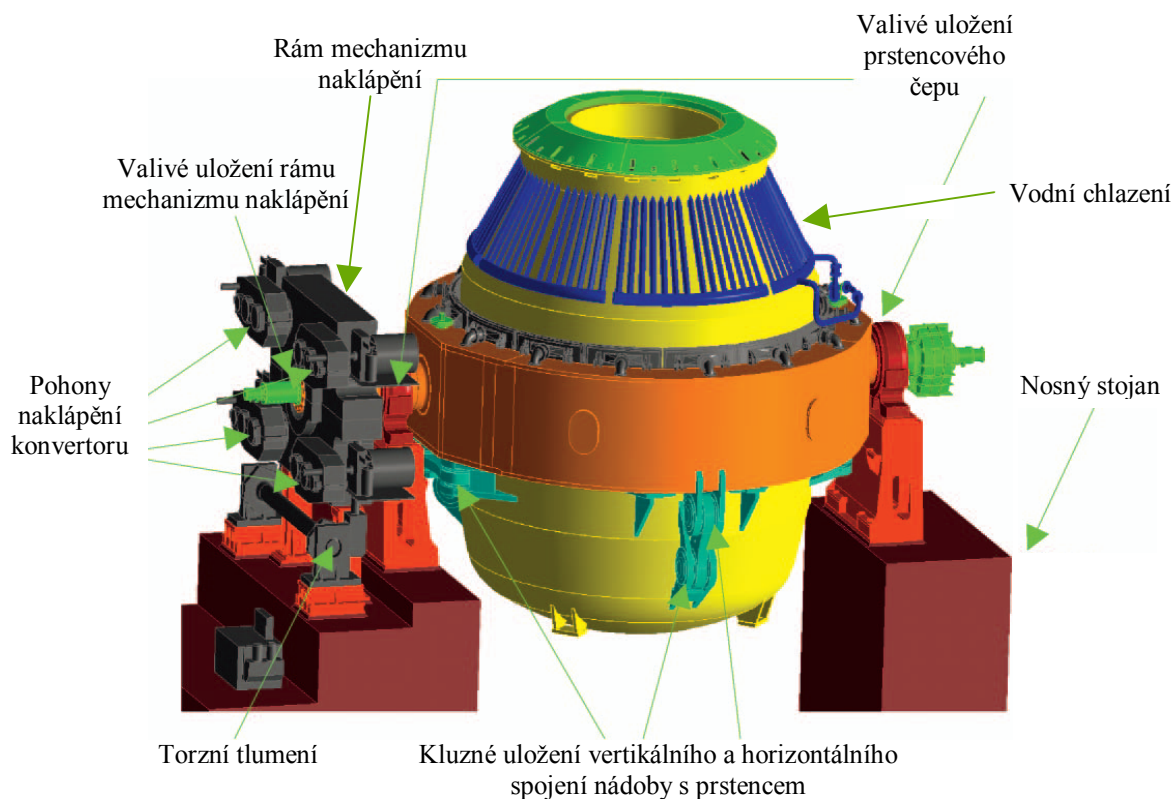
# **1 Úvod**

Diplomová práce se zabývá projekčně–konstrukčním návrhem mechanismu naklápění kyslíkového konvertoru pro výrobu oceli. Tento návrh vychází z rozměrového a hmotnostního návrhu nádoby konvertoru, včetně analýzy změny polohy těžiště za různých pracovních podmínek, na jehož základě byl stanoven maximální odporový moment. Pro překonání tohoto maximálního odporového momentu byl navržen pohon naklápění kyslíkového konvertoru, včetně ocelové konstrukce. Uchycení pohonu na hnané hřídeli je řešeno pomocí svěrného spojení na kuželové ploše, vycházející z variantního návrhu. Jednotlivé zadané konstrukční uzly byly početně zkontrolovány a jejich projekčně-konstrukční řešení, včetně hlavních rozměrů, je dokumentováno v příloze výkresové dokumentace.



## 2 Popis funkce zařízení

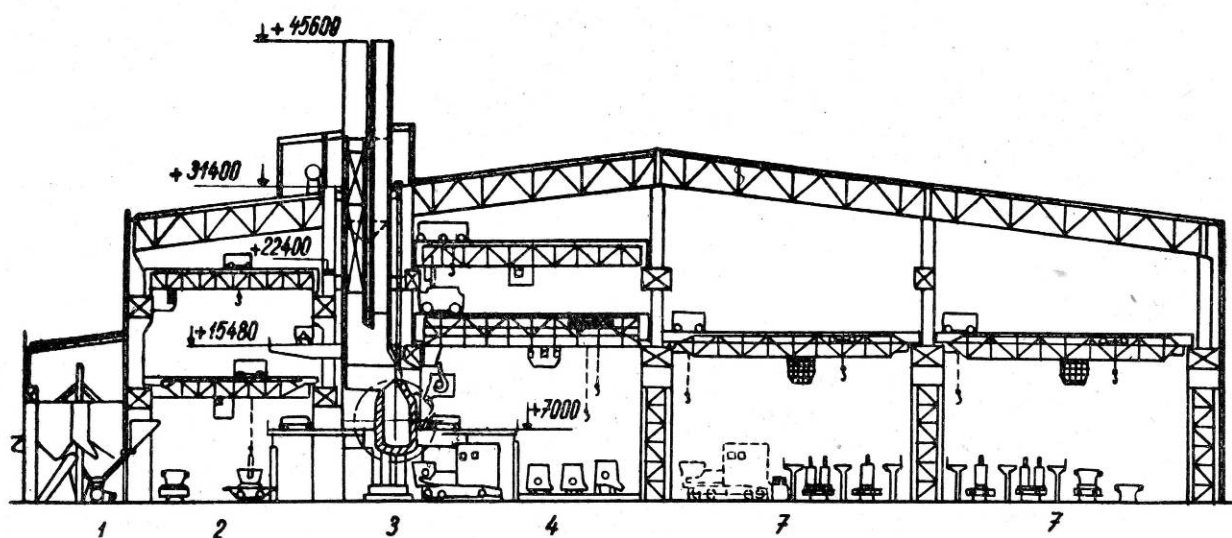
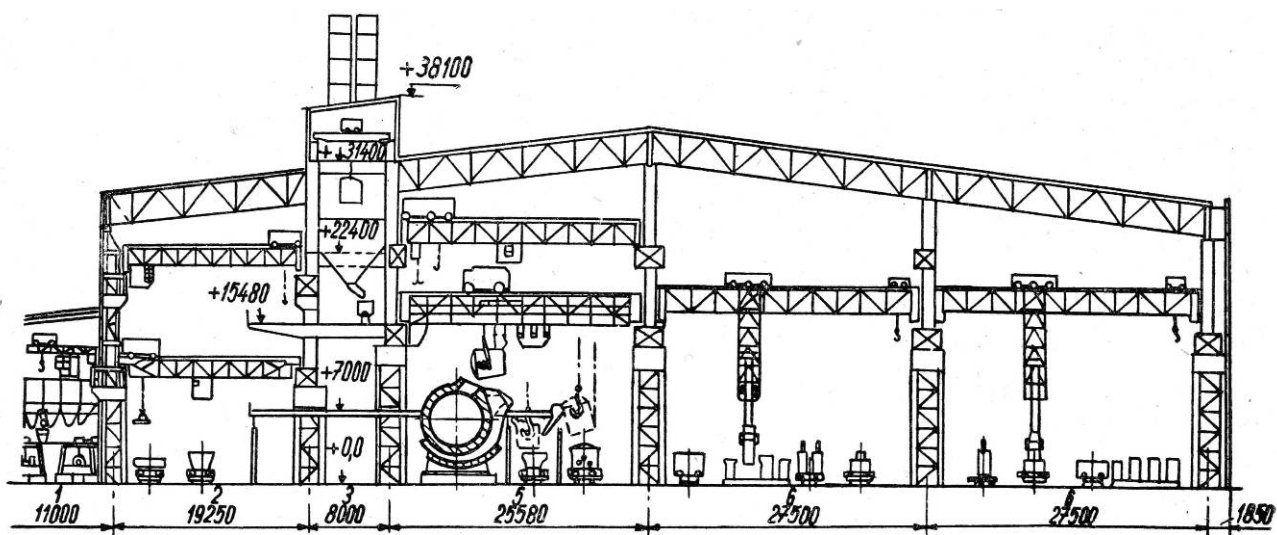
Kyslíkový konvertor (viz obr. 1) je součástí konvertorové ocelárny (viz obr. 2) a slouží k výrobě oceli oxidační metodou, kdy se dmýcháním kyslíku horem (typ Linz Donawitz – LD), nebo spodem (typ Oxygen Bottom Maxhütte – OBM) a promícháváním inertním plynem (obvykle argon) docílí exotermické reakce (viz obr. 4), jež dodává energii potřebnou k tavení vstupních surovin (šrot, surové železo, struskotvorné přísady). Intenzita exotermické reakce se reguluje přidáním šrotu před zahájením tavby (viz obr. 3).



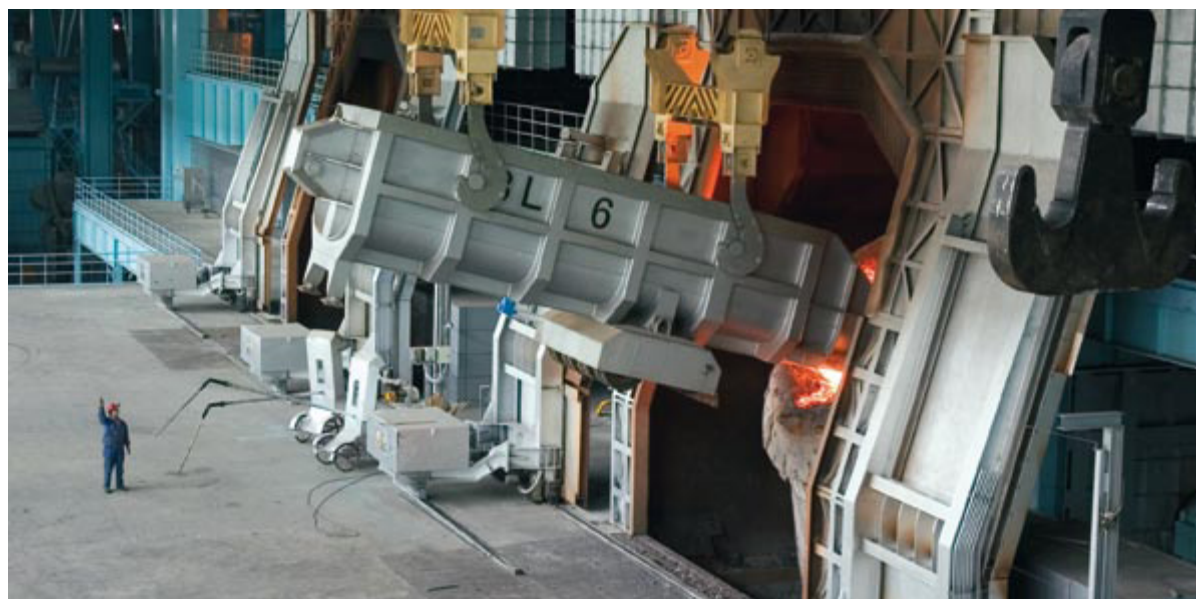
Obr. 1 Celková sestava kyslíkového konvertoru [4]

Kyslíkový konvertor je nádoba hruškovitého tvaru s ocelovým pláštěm, který je před účinky žhavého kovu chráněn zevnitř žáruvzdornou vyzdívkou (viz obr. 5) a z vnějšku vodním chlazením (viz obr. 1). Samotná nádoba je zavěšena pomocí horizontálních a vertikálních ojníc (viz obr. 6, obr. 7) na nosném prstenci a pomocí dutých čepů valivě uložena na nosném stojanu (viz obr. 1).

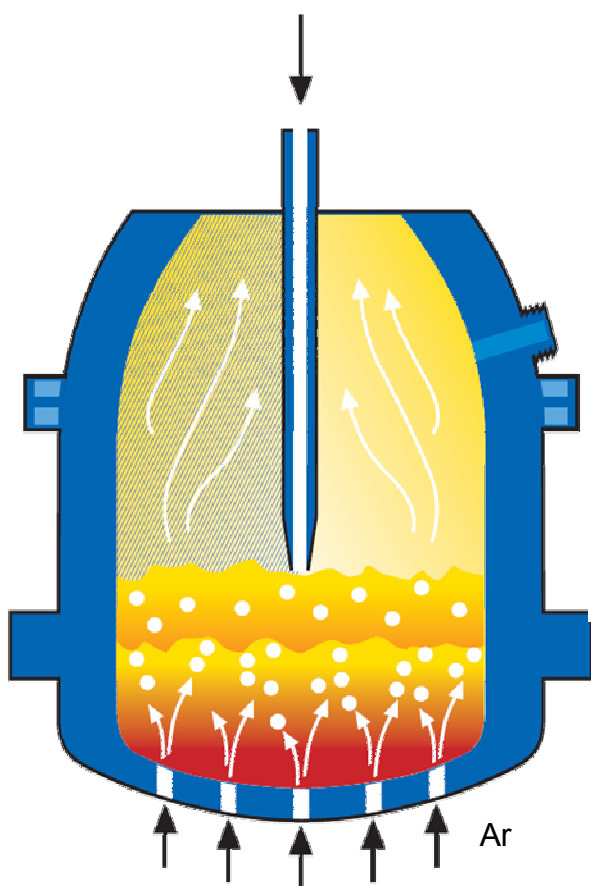
Naklápění kyslíkového konvertoru zajišťuje pohon skládající se obvykle ze 4 elektromotorů (viz obr. 1). Jednotlivé elektromotory (viz obr. 8, poz. 1) přenášejí krouťací moment přes pružnou spojku (viz obr. 8, poz. 2, příloha C), převodovku (viz obr. 8, poz. 4) a pastorek (viz obr. 8, poz. 5) na velké ozubené kolo (viz obr. 8, poz. 6), které je pevně uchyceno na hnané hřídeli nosného prstence (viz obr. 8, poz. 8) a překonává tak odporový moment konvertorové nádoby v jednotlivých pracovních polohách (viz obr. 9).



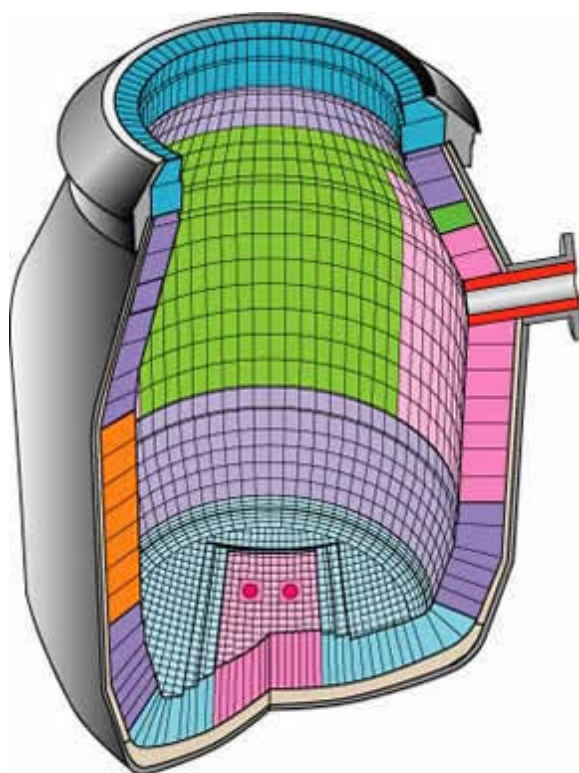
Obr. 2 Konvertorová ocelárna huti v Linci (příčné řezy) [3]: 1 – dolomitka a kompresory;  
2 – hala pro přípravu vsázky; 3 – konvertorová hala; 4 – odlévárna; 5 – mísič;  
6 – prostor pod stripovací jeřáby; 7 – hala pro přípravu kokil



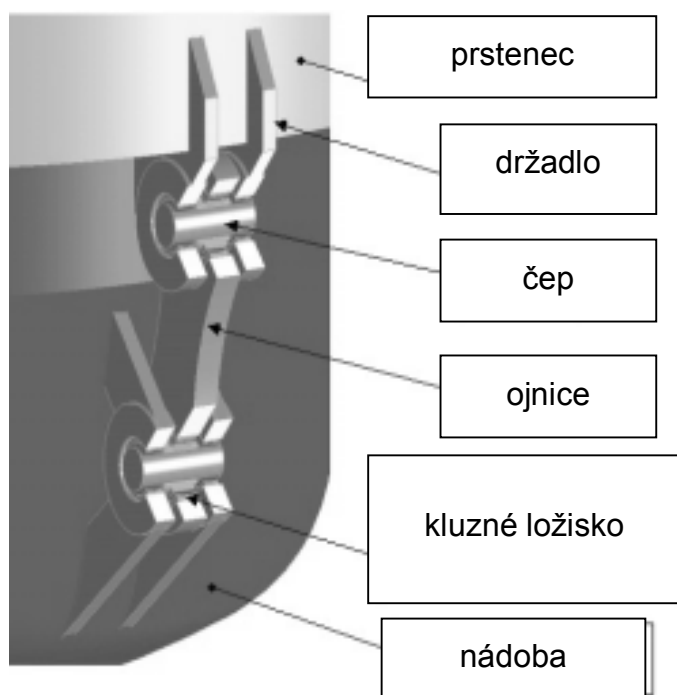
Obr. 3 Zavážení šrotu do konvertoru [4]



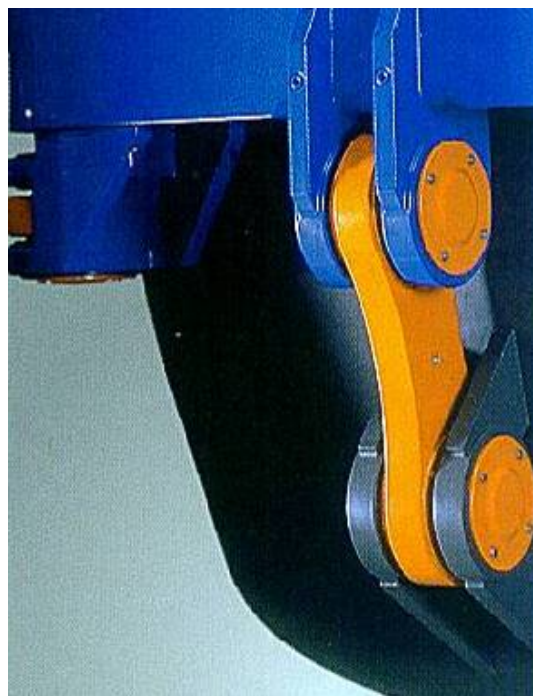
Obr. 4 Dmýchání kyslíku a promíchávání inertním plynem (obvykle argon) [4]



Obr. 5 Řez ocelovým pláštěm a žáruvzdornou vyzdívkou kyslíkového konvertoru [5]

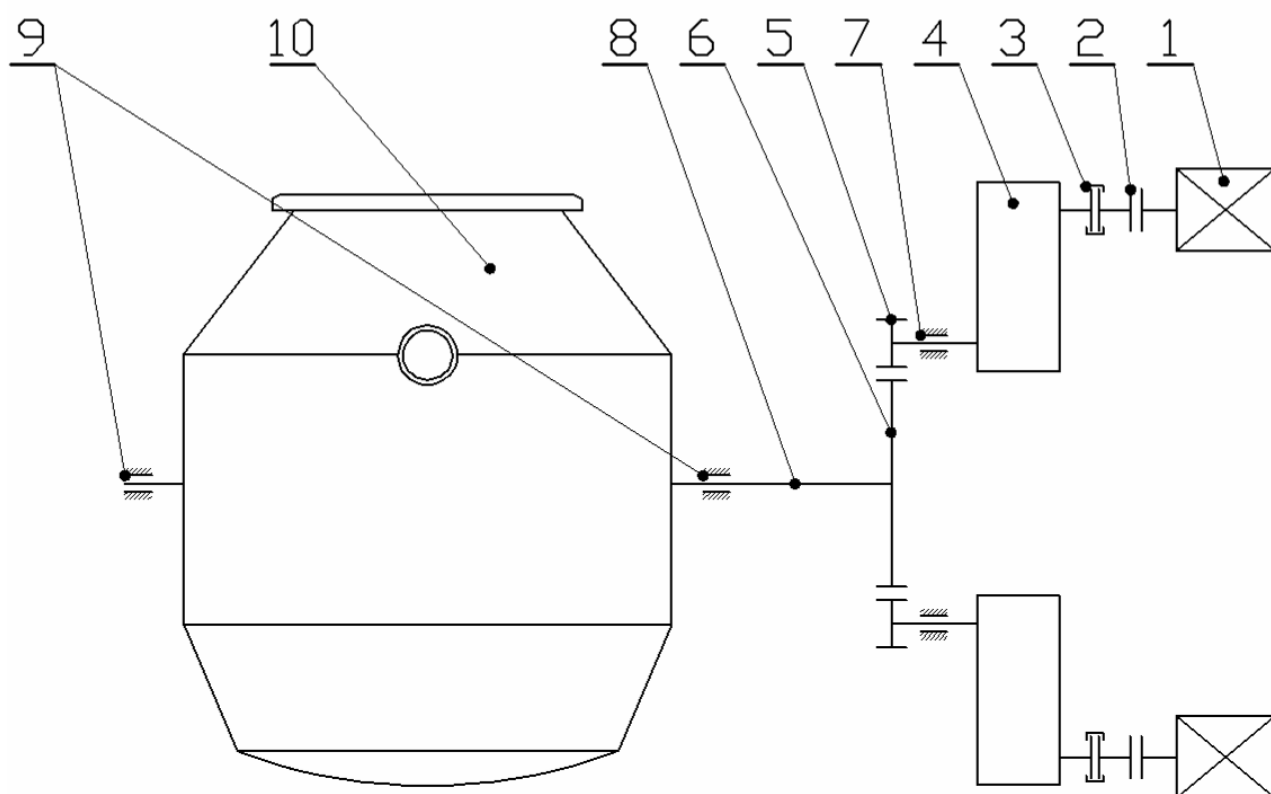


Obr. 6 Popis vertikálního spojení nádoby s prstencem [4]



Obr. 7 Detail vertikálního spojení [4]





Obr. 8 Schéma kyslíkového konvertoru včetně pohonu



Zavážení šrotu do konvertoru



Zavážení surového železa do konvertoru



Dmýchání kyslíku



Odpich oceli do ocelářské pánve



Lití strusky do struskové pánve

Obr. 9 Schéma pracovního cyklu výroby oceli v kyslíkovém konvertoru [6]



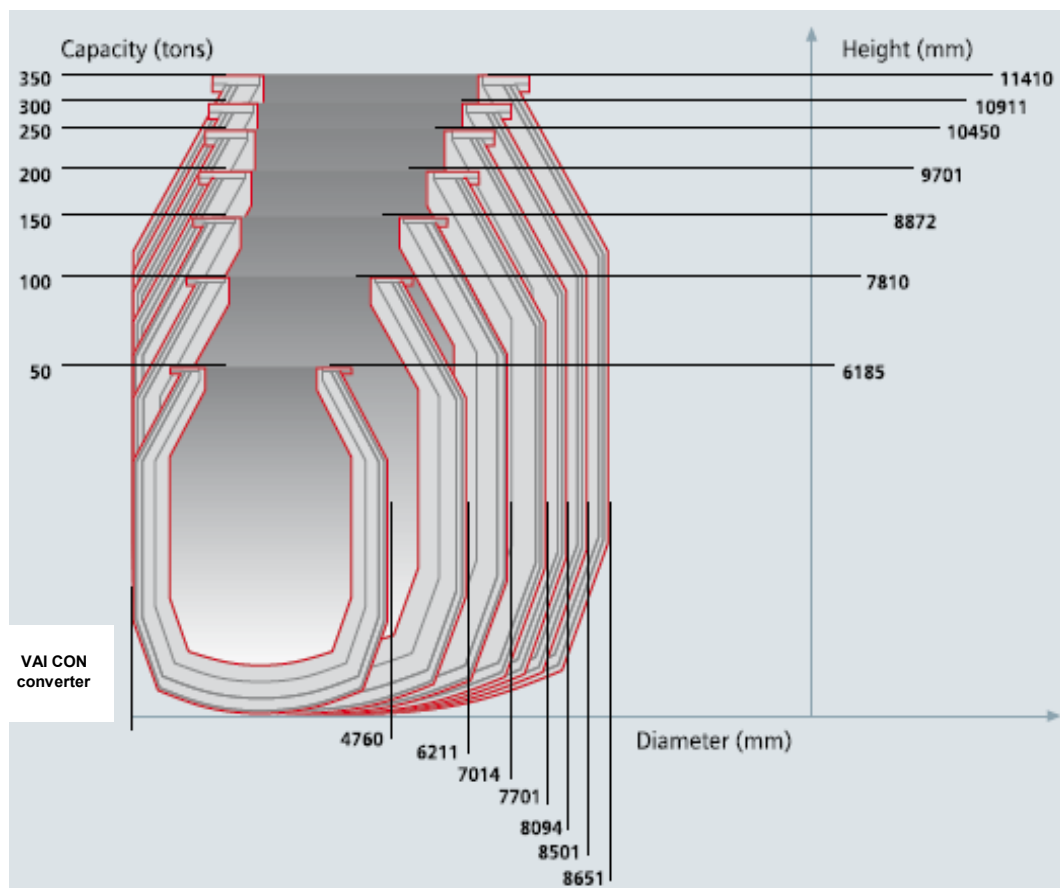
### **3 Návrh nádoby kyslíkového konvertoru**

Návrh nádoby kyslíkového konvertoru obsahuje rozměrový a hmotnostní návrh (viz příloha M), včetně analýzy změny polohy těžiště od osy rotace, v závislosti na úhlu naklonění konvertoru v jednotlivých pracovních polohách. Analýza změny polohy těžiště je důležitá pro stanovení maximálního odporového momentu, který je směrodatný pro návrh pohonu naklápění kyslíkového konvertoru.

#### **3.1 Rozměrový návrh**

Při návrhu rozměru konvertorové nádoby (viz příloha M) jsem vycházel ze tří postupů.

- a) Dle návrhového výpočtu vycházejícího z maximální hmotnosti tavby, jejíž hodnota je 130 t (viz zadání).
- b) Dle doporučených rozměrů konvertorových nádob pro jednotlivé hmotnosti tavby od firmy VAI CON® (viz obr. 10).
- c) Proporcionálně změnit rozměr stávající konvertorové nádoby (hmotnost tavby 180 t) od firmy SMS DEMAG na rozměry, které by odpovídaly hmotnosti tavby 130 t.



Obr. 10 Doporučené rozměry konvertorových nádob od firmy VAI CON® [4]

Návrhový výpočet je sice nejpřesnější, ale vzhledem k jeho složitosti a časové náročnosti není v tomto případě příliš vhodný. Dále můžu vycházet z doporučení firmy VAI CON®, ale jejich udávané rozměry jsou pouze pro maximální hodnoty, navíc z mého hlediska dosti předimenzované. Proto volím třetí postup (díky dostupnosti všech důležitých rozměrů stávající konvertorové nádoby od firmy SMS DEMAG), kdy budou všechny důležité rozměry proporcionálně zmenšeny na danou hmotnost tavby ze 180 t na 130 t, čili na 72% původní velikosti a na jejichž základě bude navržena nová konstrukce nádoby kyslíkového konvertoru.

### 3.2 Hmotnostní návrh

Hmotnostní návrh vychází z návrhu rozměrového (viz bod 2.1), kdy výslednou hmotnost získám součtem objemu jednotlivých částí (dle 3D modelu v programu Autodesk Inventor) vynásobených danou měrnou hmotností (viz tab. 1).

Vzhledem ke složitosti žáruvzdorné vyzdívky a rozdílným měrným hmotnostem použitého materiálu, volím střední měrnou hmotnost vyzdívky  $m_m = 2,6 \text{ kg} \cdot \text{dm}^{-3} = 2\,600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  (dle tab. 2).

<b>Celková hmotnost konvertorové nádoby <math>m_n</math> [kg] (bez tekuté oceli)</b>			
Součást	Objem [m <sup>3</sup> ]	Měrná hmotnost [kg·m <sup>-3</sup> ]	Hmotnost [kg]
kovový plášť	6,416	7850	50365,6
vyzdívka	66,704	2600	173430,4
$\Sigma$			<b>223796,0</b>

Tab. 1 Celková hmotnost konvertorové nádoby  $m_n$  [kg] (bez tekuté oceli)

	MINRO-SIL RAM 1001	DRI-VIBE® 401Z	DRI-VIBE® 304SC	DRI-VIBE® 350A	DRI-VIBE® 351A	DRI-VIBE® 353A	DRI-VIBE® 226A	DRI-VIBE® 250A	DRI-VIBE® 252A	DRI-VIBE® 253A	DRI-VIBE® 390A
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,5	0,2		80,9	80,5	80,9	66,5	88,7	84	84	64,3
SiO <sub>2</sub>	99,2	83,3	86,3	10,9	10,8	10,9	4,1	3,6	2,7	2,7	25,4
<b>Fyzikální vlastnosti</b>											
max. použitelná teplota [°C]	1650	1650	1650	1538 1315-1482	1370 1070-1315	1540 1070-1482	1595	1705	1705	1700	1600
měrná hmotnost vyzdívky [kg/dm <sup>3</sup> ]	2,15	2,4	2,25	2,77	2,77	2,77	2,9	3,04	3,19	3,19	2,39

Tab. 2 Měrné hmotnosti žáruvzdorných vyzdivek [7]

### 3.3 Analýza změny polohy těžiště

Pro analýzu změny polohy těžiště za různých pracovních podmínek potřebuji znát celkovou hmotnost konvertoru  $m_k$  [kg] (viz tab. 3), včetně nosného prstence, přídatného zařízení (krycí plechy konvertorového pláště, přívody medií atd., jež tvoří přibližně 6% dílčí hmotnosti konvertoru) a tekuté oceli v jednotlivých pracovních polohách (viz tab. 4, obr. 11). Z těchto hodnot pak můžu stanovit průběh vzdálenosti průvodiče těžiště od osy rotace  $l$  [mm] (viz tab. 4) v závislosti na úhlu naklopení konvertoru  $\alpha$  [°] v jednotlivých pracovních polohách (viz graf 1), včetně celkového odporového momentu  $M_o$  [N·m] (viz graf 2).

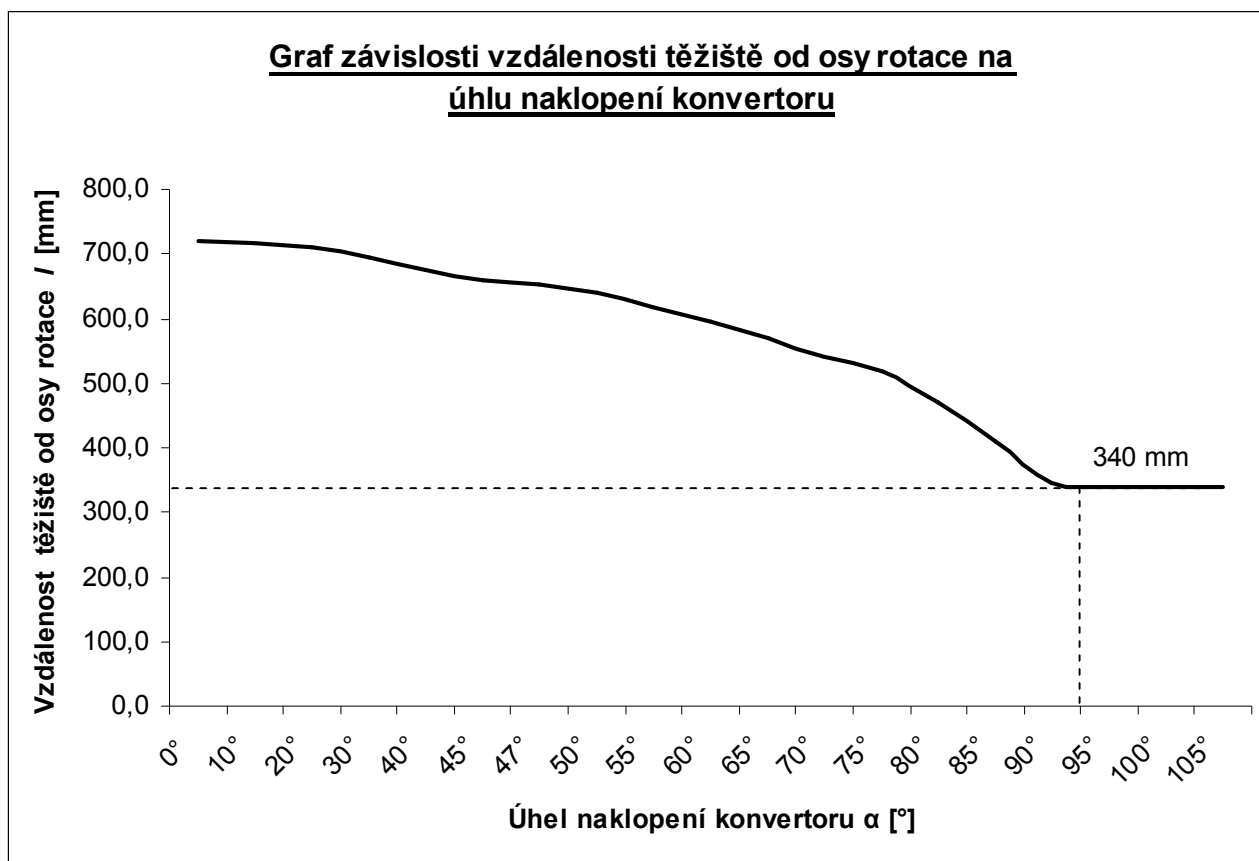
Celková hmotnost konvertoru $m_k$ [kg] (bez tekuté oceli)	
Součást	Hmotnost [kg]
konvertorová nádoba	223796,0
nosný prstenec	25740,0
$\Sigma_d$	249536,0
přídavná zařízení (cca 6% $\Sigma_d$ )	15000,0
$\Sigma$	<b>264536,0</b>

Tab. 3 Celková hmotnost konvertoru  $m_k$  [kg] (bez tekuté oceli)

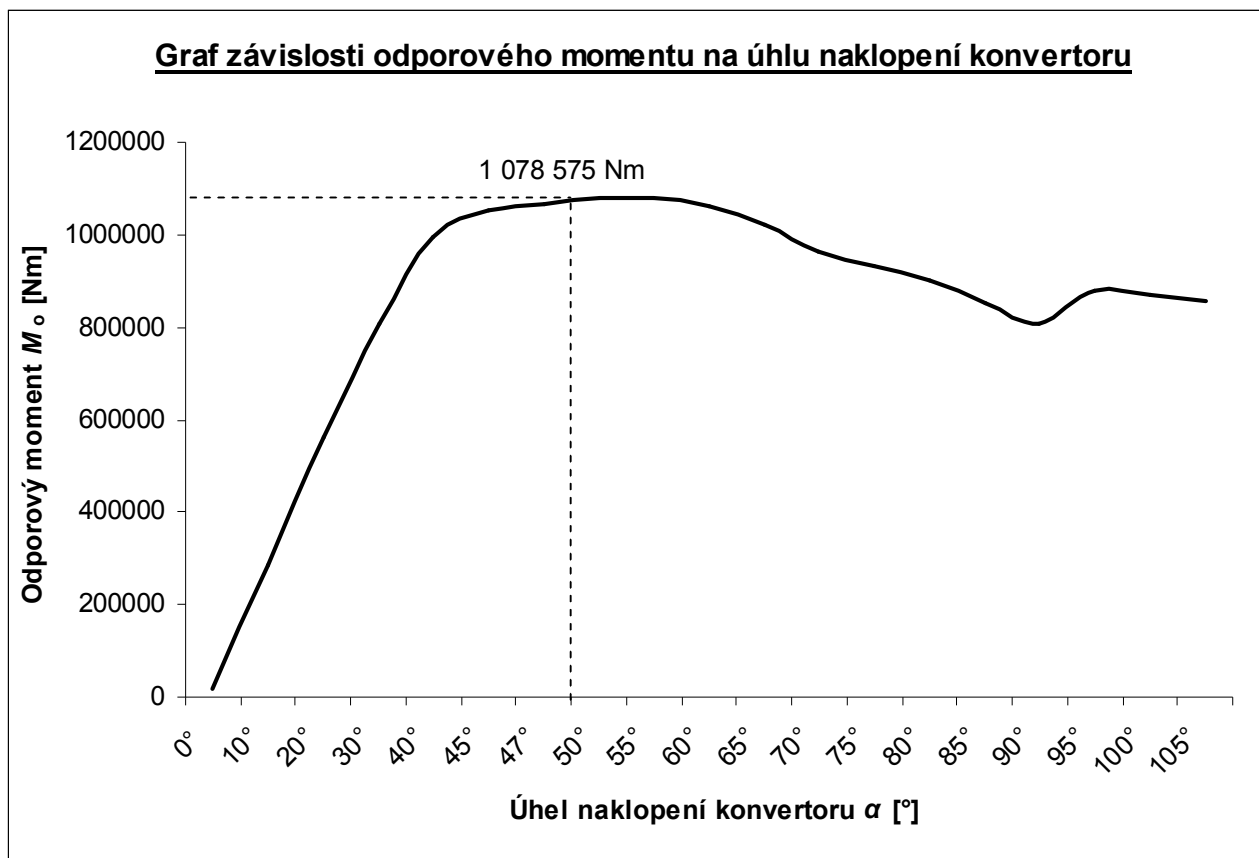
Úhel naklopení $\alpha$ [°]	Vzdálenost těžiště od osy rotace $l$ [mm]	Hmotnost tekuté oceli $m_o$ [kg]	Celková hmotnost $m_c$ [kg]	Celkový odporový moment $M_o$ [N·m]
0	720,1	130000	394536	16606,076
10	717,8	130000	394536	285615,225
20	709,8	130000	394536	564211,944
30	695,8	130000	394536	809499,785
40	673,6	130000	394536	995463,076
45	658,3	130000	394536	1053298,031
47	652,2	130000	394536	1065934,435
50	639,2	130000	394536	<b>1078574,708</b>
55	617,3	130000	394536	1077924,703
60	593,9	130000	394536	1061484,997
65	568,4	130000	394536	1023115,366
70	541,6	130000	394536	965203,029
75	517,9	100000	364536	933868,684
80	469,7	70000	334536	899883,267
85	410,9	50000	314536	850276,273
90	344,4	30000	294536	807559,408
95	340,0	0	264536	880016,365

Tab. 4 Hodnoty odporového momentu  $M_o$  [N·m] v závislosti na úhlu naklopení  $\alpha$  [°]

Z tabulky (viz tab. 4) a následujícího grafu (viz graf 1) je patrné, že při naklopení konvertoru o úhel větší než  $\alpha = 95^\circ$ , kdy dojde k vybití veškeré oceli a celková hmotnost klesne na  $m_c = 264\,536$  kg, se vzdálenost těžiště od osy rotace již dále nemění a zůstává na hodnotě  $l = 340$  mm (hmotnost strusky v tomto případě zanedbávám).



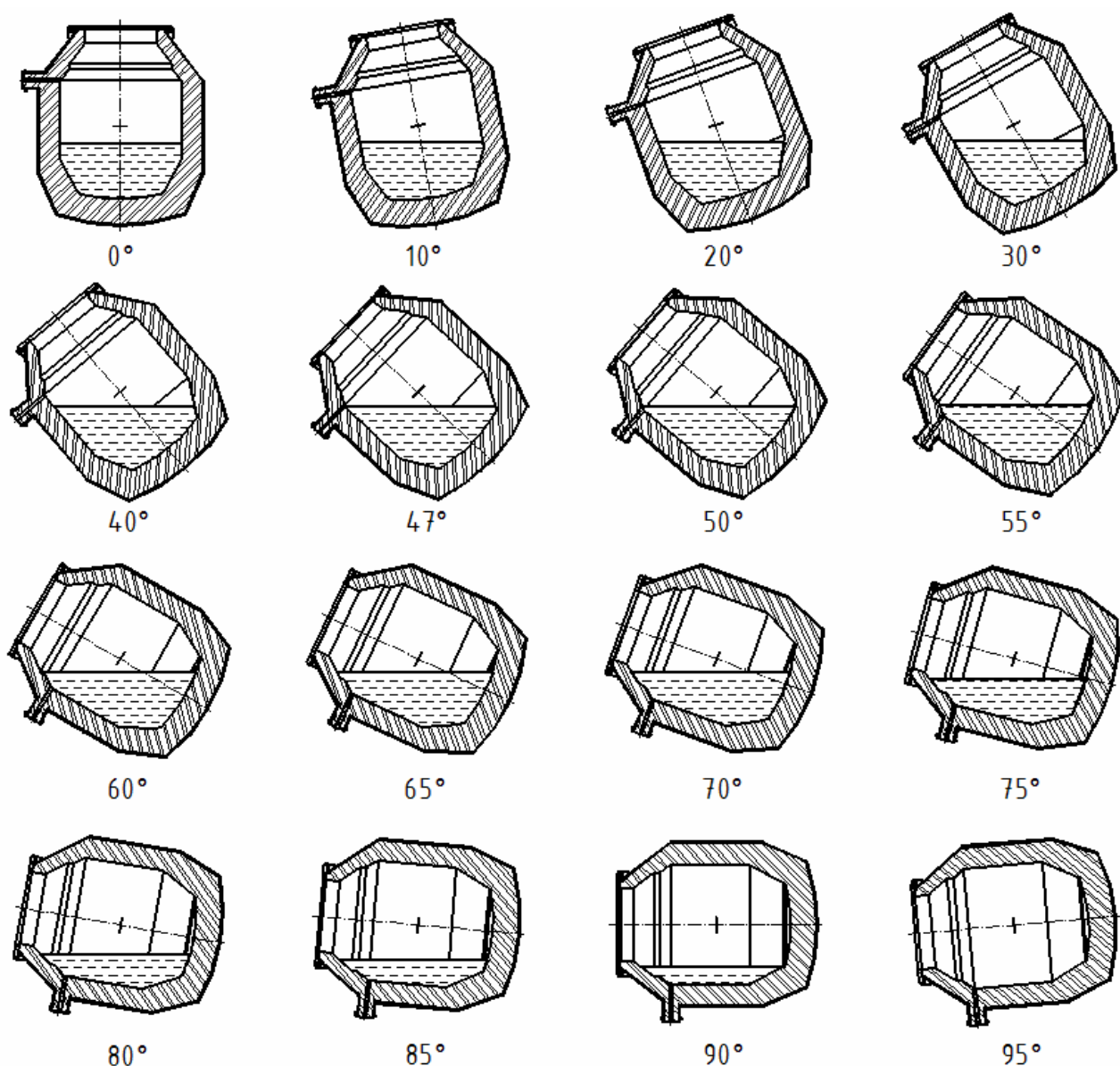
Graf 1 Závislost vzdálenosti těžiště na úhlu naklonění konvertoru



Graf 2 Závislost odporového momentu na úhlu naklonění



Z grafu (viz graf 2) je patrné, že maximální odporový moment za normálních podmínek (bez přídavných zatížení), který musíme překonat, je  $M_0 = 1\,078\,575 \text{ N}\cdot\text{m}$  při naklopení konvertoru o úhel  $\alpha = 50^\circ$  směr ocel (viz obr. 11), kdy hladina tekuté oceli dosáhne ústí odpichového otvoru. Tato hodnota je směrodatná při návrhu pohonu, jelikož se při zvýšení tohoto odporového momentu spustí tzv. nouzový režim, kdy se otáčky pohonu sníží na  $1/10$ , čímž se zvýší krouticí moment na desetinásobek a zajistí tak bezpečný provoz v extrémních podmínkách, kdy je moment zhruba 2,5x vyšší (např. při bourání vyzdívky, její sesypání při odlévání oceli do ocelářské pánve, zatuhlé oceli na stěnách nádoby konvertoru aj.).



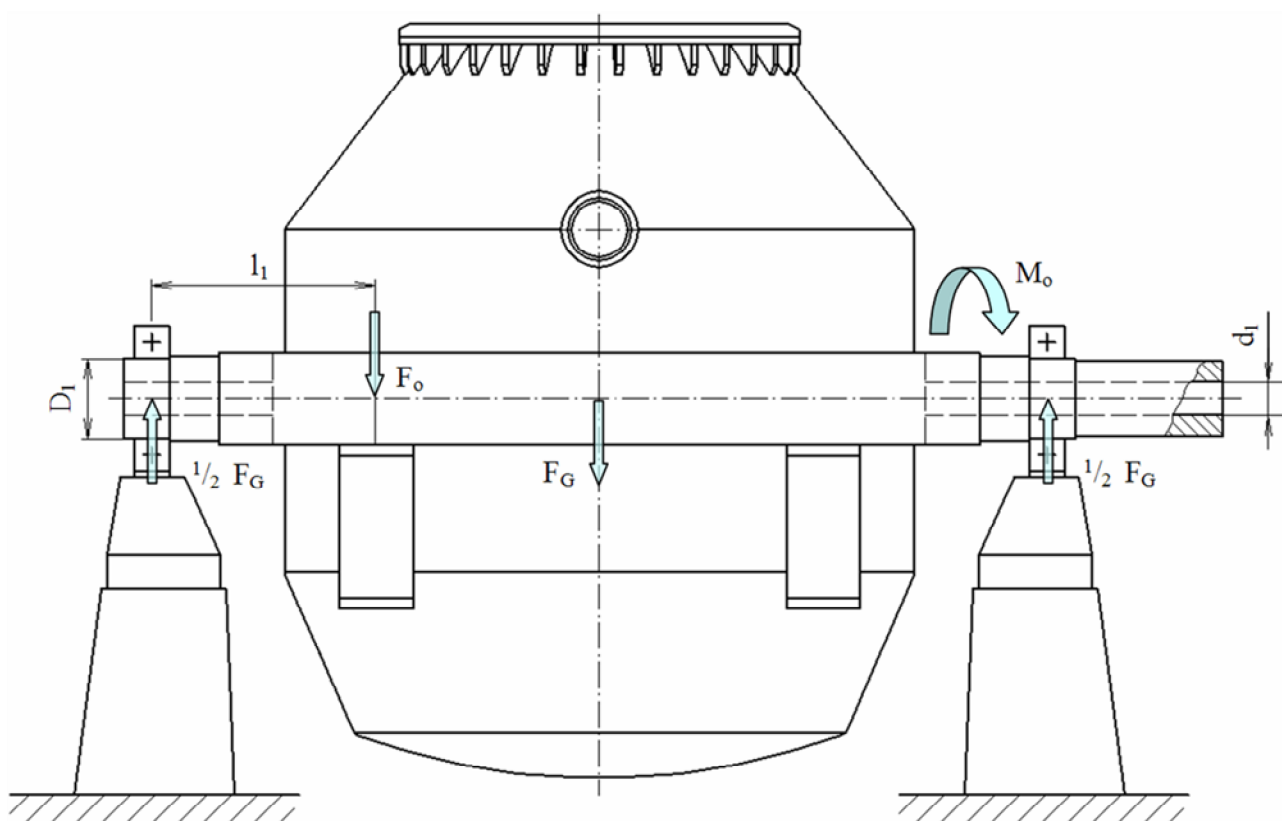
Obr. 11 Řez kyslíkovým konvertorem v jednotlivých pracovních polohách

## 4 Návrh uložení nosného prstence konvertorové nádoby

Uložení nosného prstence (viz obr. 1) musí umožňovat naklápění (rotaci) kolem osy konvertorové nádoby v jednotlivých pracovních polohách (viz obr. 9, obr. 11). Proto volím valivé uložení, jehož velikost vychází z průměru nosných dutých čepů.

Průměr nosných dutých čepů závisí na složeném namáhání krutem od odporového momentu  $M_o$  [N·m] (viz tab. 4, obr. 12) a ohybovým momentem od vlastní tíhy konvertoru (viz tab. 3), ale také na zvoleném vnitřním průměru  $d_1$  [m], který je potřebný pro přívod pracovních medií do konvertoru (chlazení pláště konvertorové nádoby, přívod argonu pro promíchávání oceli, aj.).

### 4.1 Návrh průměru nosného čepu



Obr. 12 Působení zatěžujících sil a momentů na nosný prstenec kyslíkového konvertoru

Při návrhu nosného čepu budeme vycházet z redukovaného napětí v krutu a ohybu dle Guesta.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \alpha \cdot \tau_k^2} \leq \sigma_{redD} \quad [\text{MPa}] \quad (4-1)$$

$\sigma_{red}$  – redukované napětí dle Guesta (krut+ohyb) [MPa]

$\sigma_o$  – napětí v ohybu [MPa]

$\alpha$  – tvarový součinitel [1] – dle [1]  $\alpha = f(R/d) \rightarrow \alpha = 1,8$  [1]

$\tau_k$  – napětí v krutu [MPa]

$\sigma_{redD}$  – dovolené redukované napětí (krut + ohyb) [MPa]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{M_{ohyb}^2}{W_o^2} + 4 \cdot \alpha \cdot \frac{M_k^2}{W_k^2}} \leq \sigma_{redD} \quad [\text{MPa}] \quad (4-2)$$

$M_{ohyb}$  – maximální ohybový moment [N·m]

$W_o$  – modul průřezu v ohybu pro kruhovou tyč [mm<sup>3</sup>]

$M_k$  – maximální kroutící moment na hřídeli → odporový moment konvertoru  $M_o$  [N·m]  
– dle tab. 4 volím výpočtový maximální odporový moment  $M_o = 1\,100\,000$  N·m

$W_k$  – modul průřezu v krutu pro kruhovou tyč [mm<sup>3</sup>]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{(F_o \cdot l_1)^2}{\left(\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1}\right)^2} + 4 \cdot \alpha \cdot \frac{M_k^2}{\left(\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1}\right)^2}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad [\text{MPa}] \quad (4-3)$$

$F_o$  – zatěžující síla od vlastní tíhy konvertoru [N]

$l_1$  – vzdálenost zatěžující radiální síly [m] –  $l_1$  volím  $1/2$  délky od osy ložiska dutého

čepu k ose konvertoru (osa uchycení nosného prstence) →  $l_1 = 1/2 \cdot 3,96 = 1,98$  m

$D_1$  – vnější průměr dutého čepu v ose ložiska [m] – volím  $D_1 = 0,710$  m

$d_1$  – vnitřní průměr dutého čepu v ose ložiska [m] – volím  $d_1 = 0,3$  m

$R_e$  – mez kluzu v tahu [MPa],  $R_e = 284$  MPa (ocel 11 600) [1]

$k_s$  – statická bezpečnost  $k_s = 1,2 \div 2$  [1] → volím  $k_s = 2$  [1]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{2} \cdot m_c \cdot g \cdot l_1\right)^2}{\left(\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1}\right)^2} + 4 \cdot \alpha \cdot \frac{M_k^2}{\left(\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1}\right)^2}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad [\text{MPa}] \quad (4-4)$$

$m_c$  – celková maximální hmotnost konvertoru [kg] –  $m = 394\,536$  kg (viz tab. 4)

$g$  – tíhové zrychlení [m·s<sup>-2</sup>]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{2} \cdot 394536 \cdot 9,81 \cdot 1,98\right)^2}{\left(\frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,71^4 - 0,3^4}{0,71}\right)^2} + 4 \cdot 1,8 \cdot \frac{1100000^2}{\left(\frac{\pi}{16} \cdot \frac{0,71^4 - 0,3^4}{0,71}\right)^2}} \leq \frac{284}{2} \quad [\text{MPa}]$$

$$\underline{\underline{\sigma_{red} = 119,607 \text{ MPa} < \sigma_{redD} = 142 \text{ MPa}}}$$

→ navržený průměr dutého čepu z oceli 11 600 o rozměrech  $D_1 = 710$  mm,  $d_1 = 300$  mm (viz příloha M) na složené namáhání (krut + ohyb) dle Guesta při zvolené bezpečnosti  $k_s = 2$  [1] vyhovuje.

**Skutečná statická bezpečnost**  $k_{s_{skut}}$  [1]

$$\sigma_{red} = \frac{R_e}{k_{s_{skut}}} \Rightarrow k_{s_{skut}} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} [1] \quad (4-5)$$

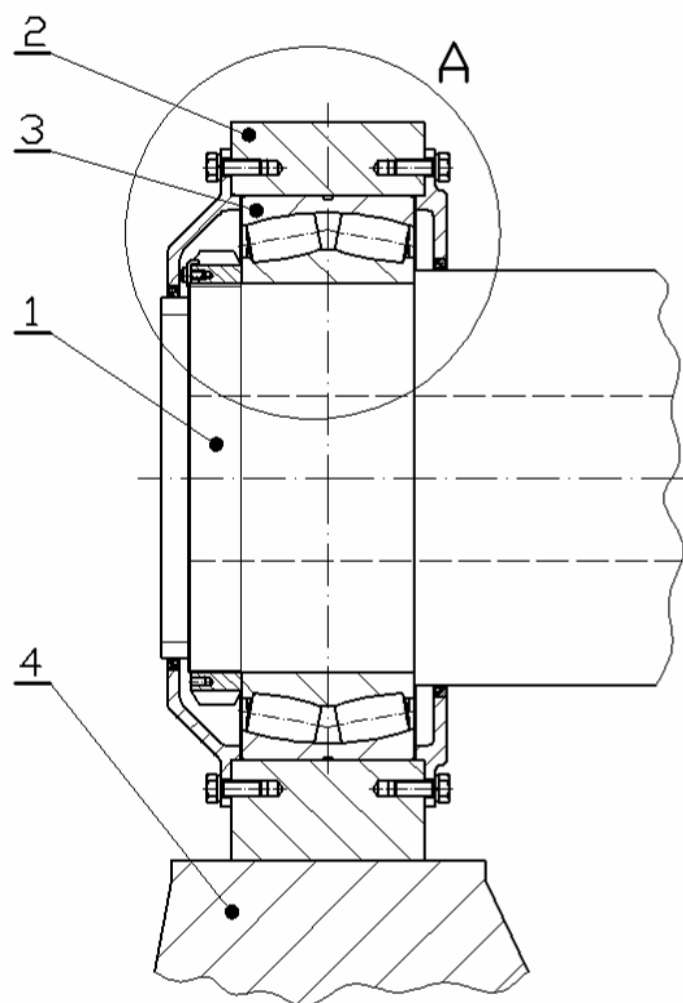
$$k_{s_{skut}} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{284}{119,607} = \underline{\underline{2,37}} [1]$$

## **4.2 Návrh a výpočet valivého uložení**

Velikost valivého uložení jsem stanovil na základě předchozího návrhu průměru nosných dutých čepů s vnějším průměrem  $D_1 = 710$  mm (viz příloha M).

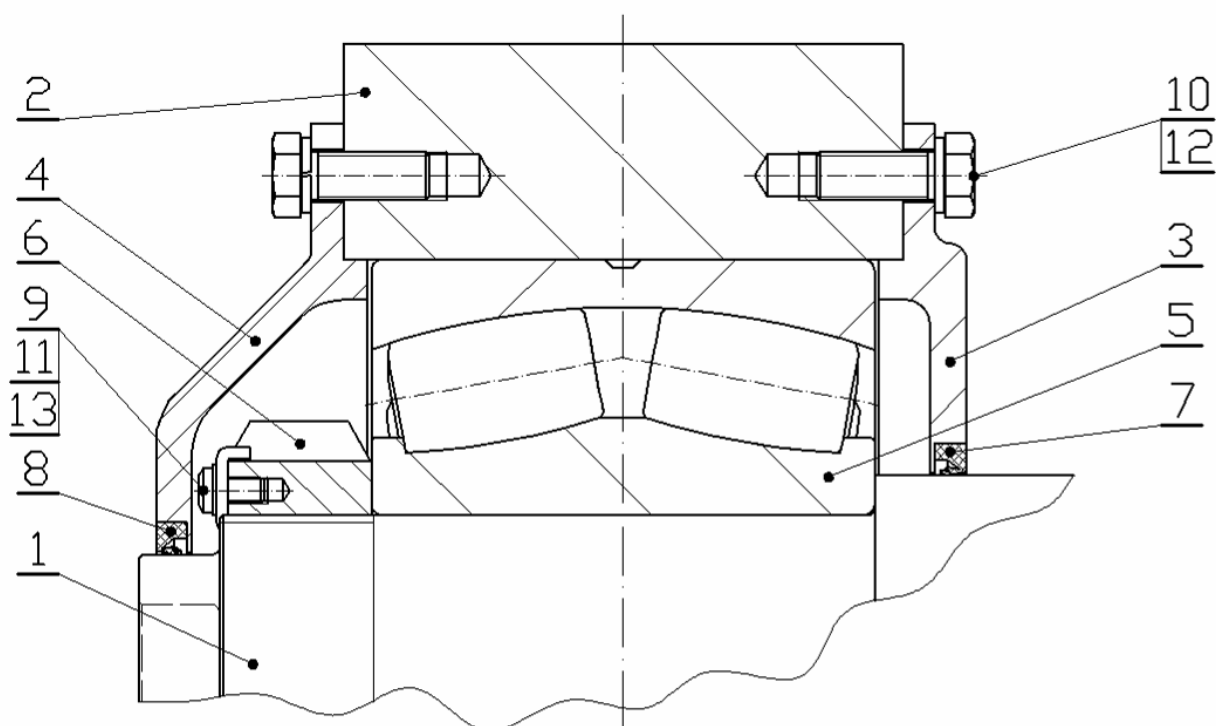
Pro zachycení radiální síly  $F_G$  [N] od vlastní tíhy konvertoru (viz obr. 12) volím dvouřadá soudečková ložiska od firmy SKF typu 240/710 ECA/W33 (viz obr. 13, poz. 3, obr. 14, poz. 5, obr. 15, poz. 3, obr. 16, poz. 5, příloha D), které v případě ohybu nosných čepů umožňují naklopení a vyrovnávají tak jejich nesouosost (viz obr. 17). Ložiska jsou na nosných dutých čepích (viz obr. 13, poz. 1, obr. 14, poz. 1, obr. 15, poz. 1, obr. 16, poz. 1) zajištěna z jedné strany pojistnou maticí (viz obr. 14, poz. 6, příloha G) s pojistnou vložkou (viz obr. 14, poz. 9, poz. 11, poz. 13, příloha H) a z druhé strany na straně pohonu pojistným kroužkem (viz obr. 16, poz. 3) se stavěcími šrouby (viz obr. 16, poz. 8). Ložiska jsou umístěna v ložiskových tělesech (viz obr. 13, poz. 2, obr. 14, poz. 2, obr. 15, poz. 2, obr. 16, poz. 2), jež jsou pomocí šroubových spojů pevně uchycena na nosných sloupech (viz obr. 13, poz. 4, obr. 15, poz. 4).

Mazání ložisek zajišťuje centrální mazací systém (viz příloha L), který dopravuje mazací médium (přes obvodovou mazací drážku se třemi otvory ve vnějším kroužku ložiska) do vnitřního prostoru ložiskové jednotky, jejíž těsnost zajišťuje z každé strany krycí víčko (viz obr. 14, poz. 3, poz. 4, obr. 16, poz. 4) s radiálním hřídelovým těsněním (viz obr. 14, poz. 7, obr. 16, poz. 6, příloha I, obr. 14, poz. 8, příloha J).

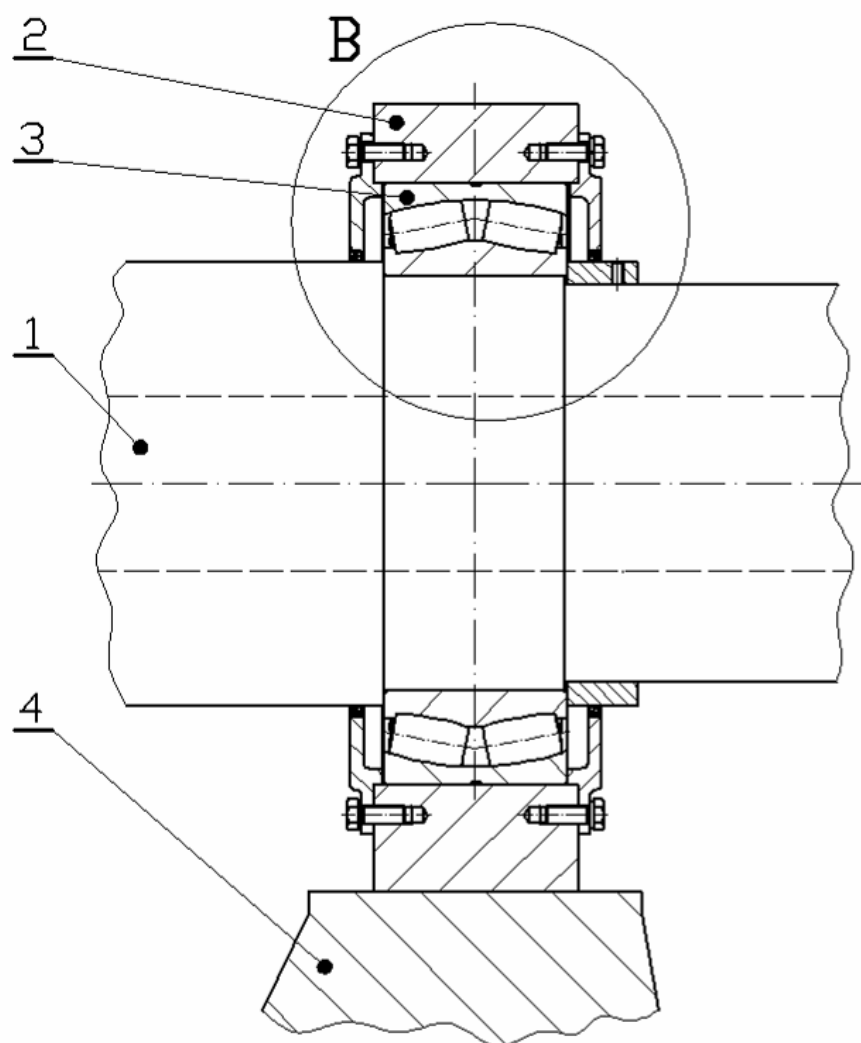


Obr. 13 Valivé uložení nosného prstence kyslíkového konvertoru

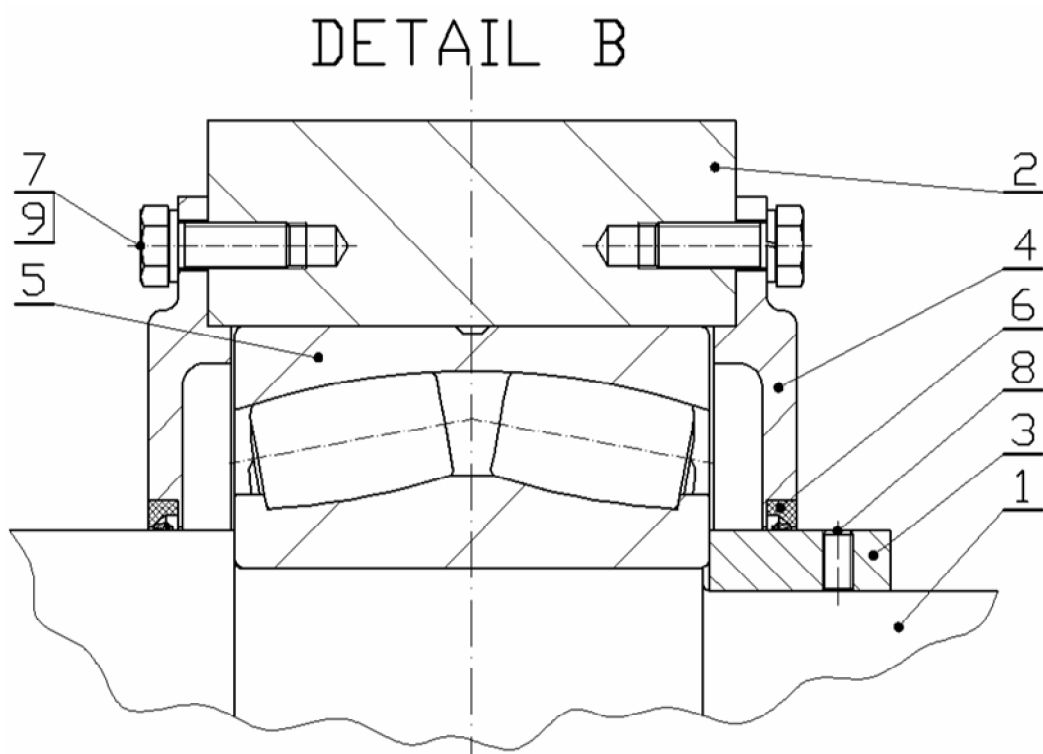
## DETAIL A



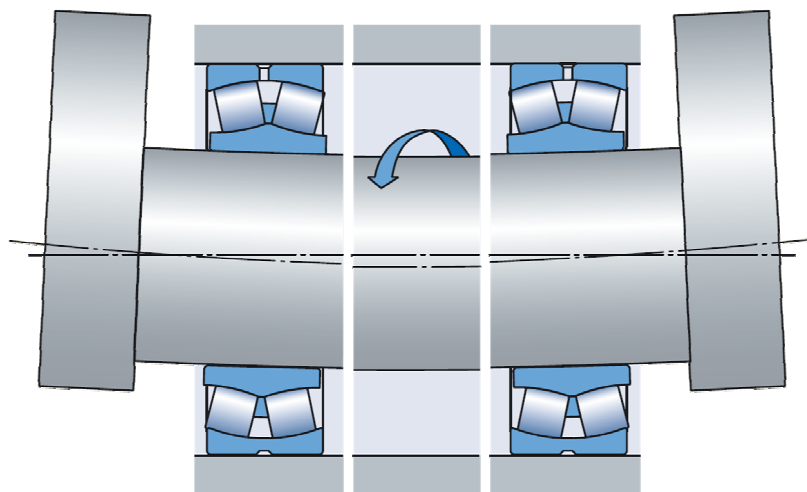
Obr. 14 Detail valivého uložení nosného prstence kyslíkového konvertoru



Obr. 15 Valivé uložení nosného prstence kyslíkového konvertoru na straně pohonu



Obr. 16 Detail valivého uložení nosného prstence kyslíkového konvertoru na straně pohonu



Obr. 17 Schéma vyrovnávání nesouososti hřídele pomocí dvouřadých soudečkových ložisek [8]

#### Výpočet trvanlivosti ložiska $L_{10h}$ [h]

$$L_{10h} = \left( \frac{c_0}{P_0} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left( \frac{10^6}{60 \cdot n_{ks}} \right) = \left( \frac{c_0}{m_c \cdot 0,5 \cdot g} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left( \frac{10^6}{60 \cdot n_{ks}} \right) \quad [\text{h}] \quad (4-6)$$

$$L_{10h} = \left( \frac{22000 \cdot 103}{394536 \cdot 0,5 \cdot 9,81} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left( \frac{10^6}{60 \cdot 0,0167} \right) = \underline{\underline{3307383426 \text{ h} > 1\,000\,000 \text{ h}}}$$

$c_0$  – základní statická únosnost [N] –  $c_0 = 22\,000 \text{ kN} = 22\,000 \cdot 10^3 \text{ N}$  (viz příloha D)

$P_0$  – radiální zatížení působící na ložisko [N] –  $P_0 = \frac{1}{2} F_G = 0,5 \cdot m_c \cdot g$  [N]

$n_{ks}$  – maximální otáčky ložiska dle zadání [ $\text{s}^{-1}$ ] –  $n_{ks} = 1 \text{ min}^{-1} = 0,0167 \text{ s}^{-1}$

#### Výpočet trvanlivosti ložiska dle SKF $L_{10h}$ [h]

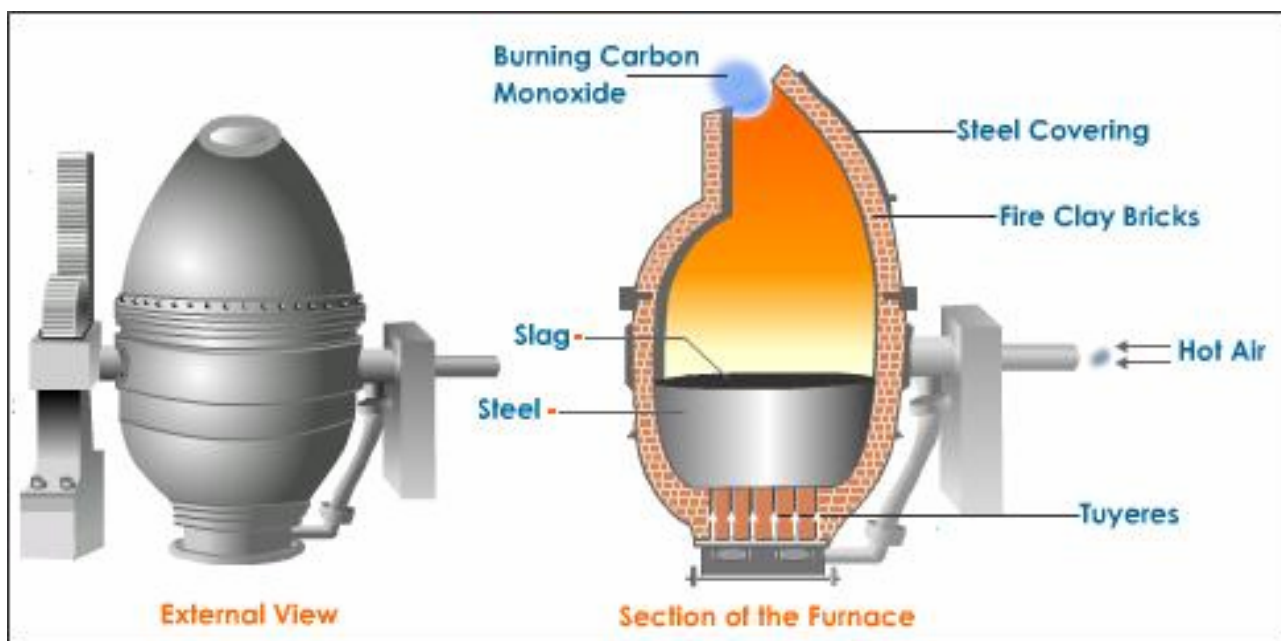
Ložisko	240/710 ECA/W33
Zvolit $\eta_c$	
<input type="text" value="0.9"/>	
d [mm]	710
D [mm]	1030
C [kN]	10600
$P_u$ [kN]	1370
P [kN]	<input type="text" value="1935.2"/>
n [ $\text{min}^{-1}$ ]	<input type="text" value="1"/>
v [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]	<input type="text" value="778"/>
<input type="button" value="Vypočítat"/>	
$L_{10}$	290
$L_{10h}$	> 1000000

→ výpočtem trvanlivosti ložiska dle SKF [9] jsem si ověřil, že navržená ložiska (viz příloha D) mají „neomezenou životnost“, která činí  $L_{10h} > 1\,000\,000$  provozních hodin.

## 5 Návrh pohonu naklápění kyslíkového konvertoru

### 5.1 Variantní návrh pohonu

Vzhledem k různorodosti použitelných pohonů naklápění kyslíkových konvertorů, vycházím při tomto návrhu z jejich postupného vývoje a to od jejich vzniku, kdy si v roce 1855 nechal patentovat princip výroby oceli, dmýcháním vzduchu do roztaveného železa ve sklopné válcové nádobě – konvertoru, anglický vynálezce Henry Bessemer. Odtud také plyne název Bessemerův konvertor (viz obr. 18).



Obr. 18 Bessemerův konvertor [10]

(External View – vnější pohled, Section of the Furnace – části metalurgické pece, Burning Carbon Monoxide – hořící kysličník uhelnatý, Steel Covering – ocelový plášť, Fire Clay Bricks – šamotové cihly, Hot Air – horký vzduch, Slag – struska, Steel – ocel, Tuyeres – dmyšné trubice)

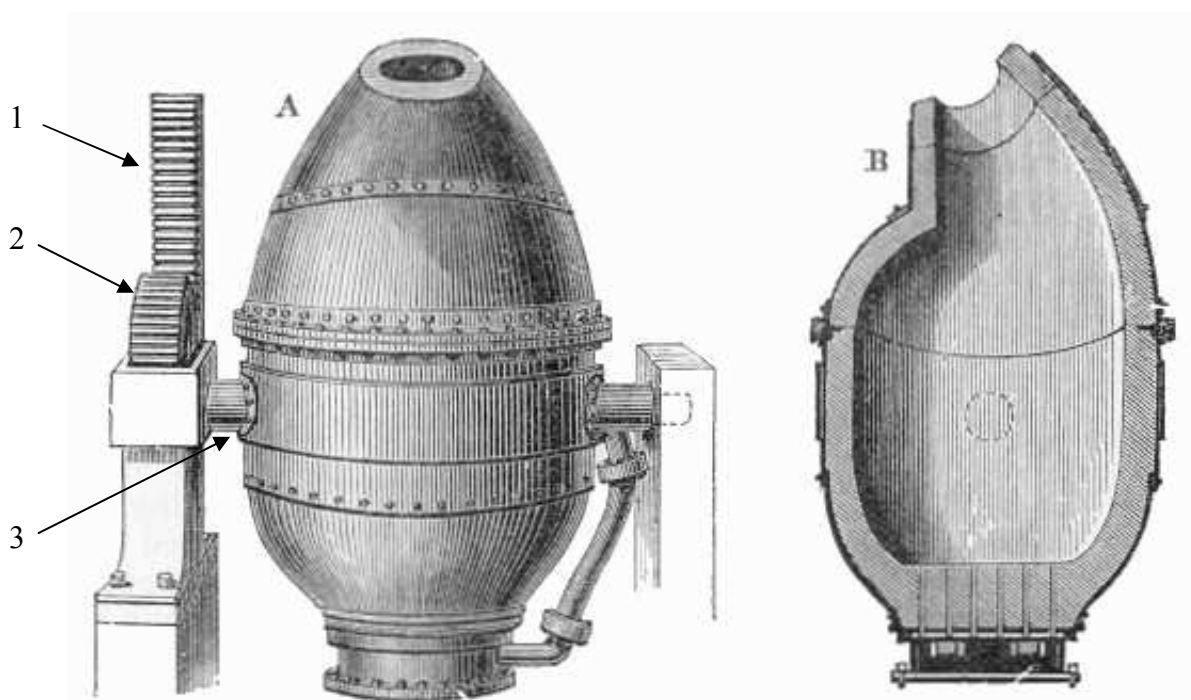
Po zhodnocení výhod a nevýhod každé varianty, zvolím výchozí typ pohonu, který bude poté detailně konstrukčně propracován, včetně určených konstrukčních uzlů (uchycení na hnané hřídeli, návrh jednotlivých uložení, návrh nosné konstrukce apod.) a použit pro překonání maximálního odporového momentu  $M_o$  [N·m] navrženého kyslíkového konvertoru, jehož rozměrový a hmotnostní návrh je součástí této diplomové práce (viz kapitola 3, příloha M).



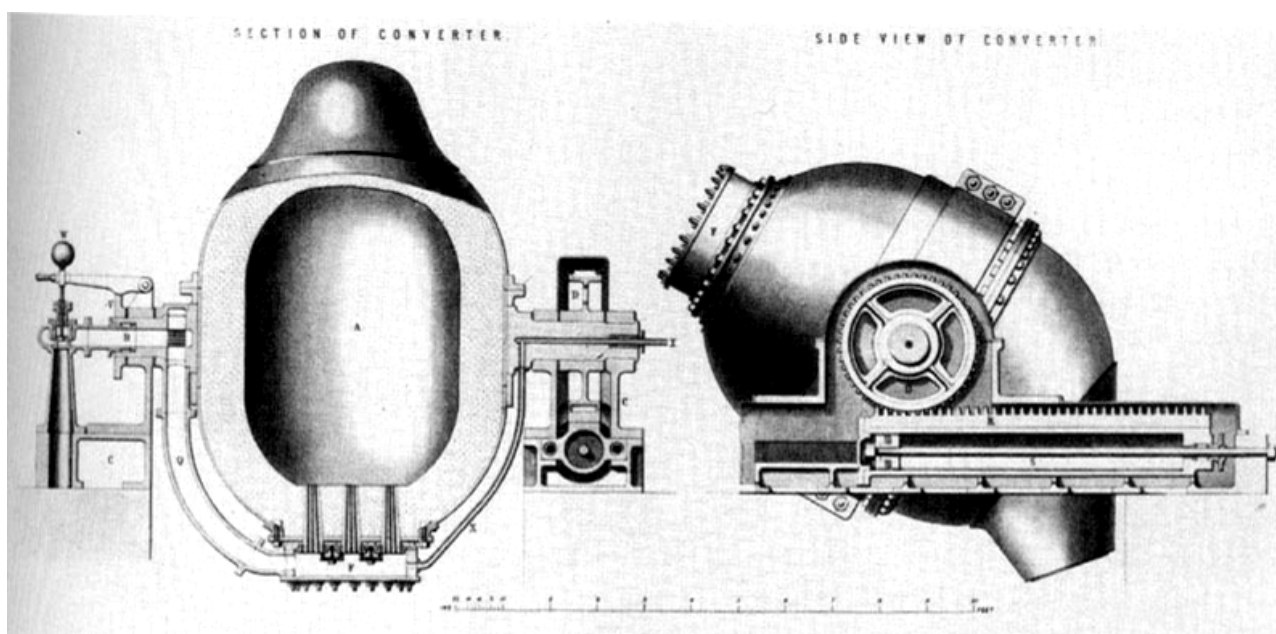
## Vývoj pohonů naklápění kyslíkového konvertoru

### 1. Pohon pomocí ozubeného hřebenu

- jedná se o nejstarší a nejjednodušší pohon konvertoru.
- naklápění zajišťuje vertikálně (viz obr. 3, poz.1) nebo horizontálně uložený hřeben (viz obr. 4) pohánějící ozubené kolo (viz obr. 3, poz. 2), jež je pevně uchyceno na hnané hřídeli Bessemerova konvertoru (viz obr. 3, poz. 3).
- hlavní nevýhodou tohoto pohonu je omezená úhlová dráha rotace, daná délkou zdvihu ozubeného hřebenu, kterou je ale možno regulovat na úkor velikosti zastavěného prostoru.



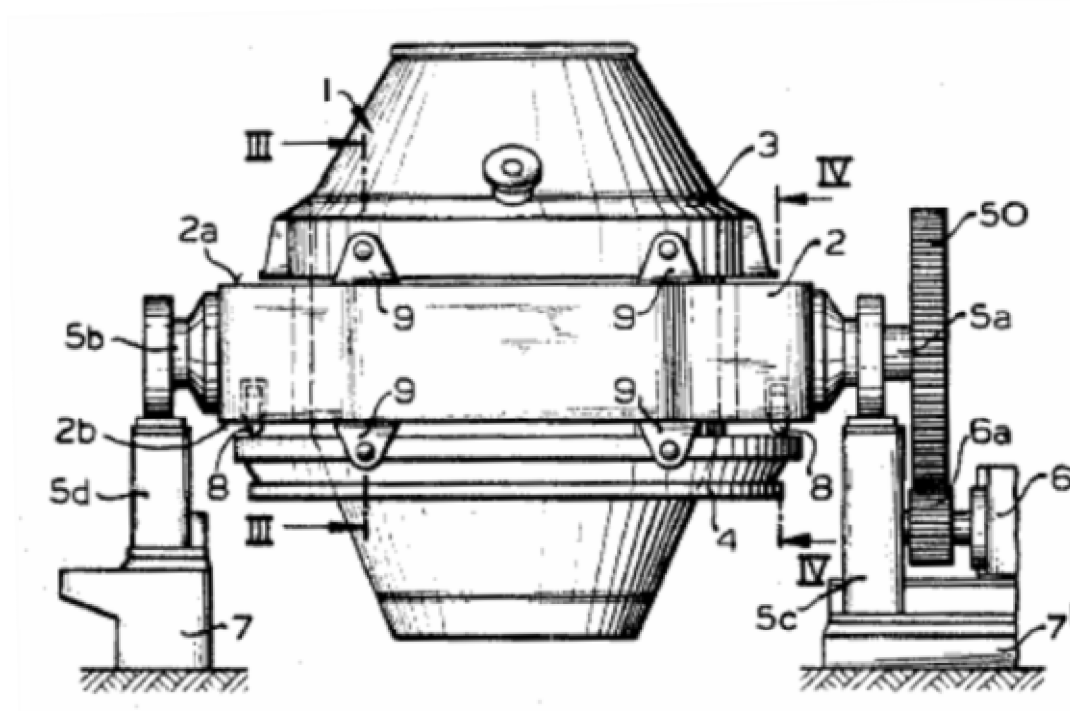
Obr. 19 Bessemerův konvertor s vertikálním pohonem [11]



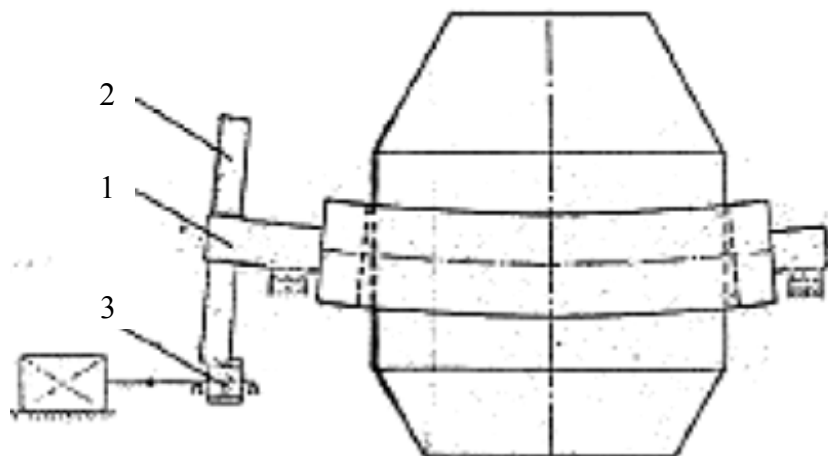
Obr. 20 Bessemerův konvertor s horizontálním pohonem [12]

## 2. Pohon pomocí elektromotoru a pastorku

- naklápění konvertoru zajišťuje pastorek (viz obr. 21, poz. 6a), přenášející kroutící moment z elektromotoru (viz obr. 21, poz. 6) na velké ozubené kolo a hnanou hřídel konvertoru (viz obr. 21, poz. 5O, poz. 5a).
- výhodou tohoto mechanismu je mnohem menší zastavěný prostor a zároveň možnost neomezeného počtu otáček jedním směrem, oproti pohonu ozubeným hřebenem (viz obr. 19, obr. 20).
- nevýhodou je naklápění ozubeného kola vlivem ohybu hřídele (viz obr. 22) při zatížení konvertoru, které může způsobit překročení únosnosti vlivem špičkového zatížení jednotlivých zubů převodu a tím i jeho následnou destrukci.



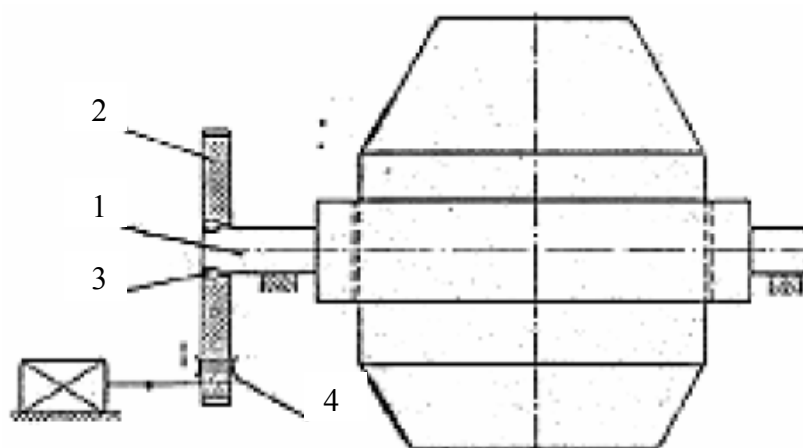
Obr. 21 Pohon naklápění konvertoru pomocí čelního ozubení [13]



Obr. 22 Schéma průhybu hřídele a naklopení čelního ozubeného kola [14]  
(1 – hřídel, 2 – čelní ozubené kolo, 3 – pastorek)

### 3. Pohon pomocí elektromotoru a pastorku s bočním vedením

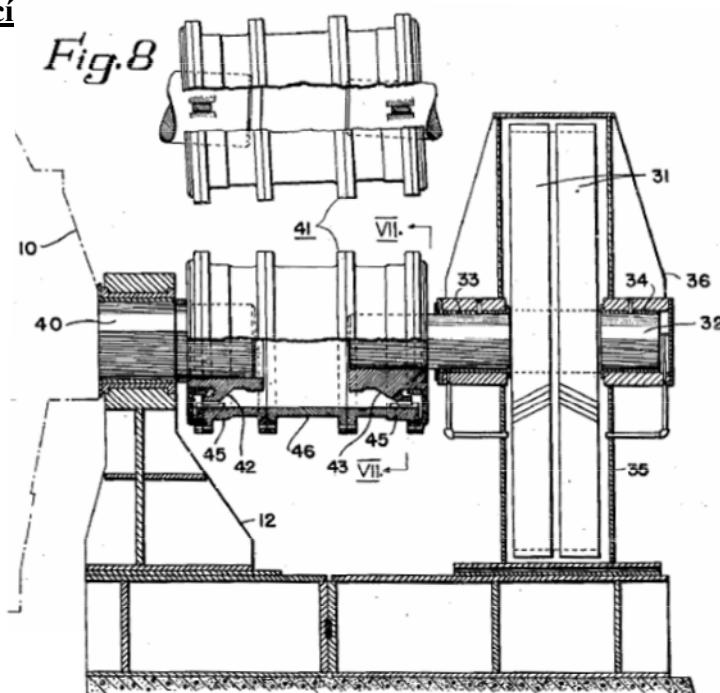
- tento pohon se skládá, stejně jako u předchozí verze, z elektromotoru, pastorku a čelního ozubeného kola, kdy je zde navíc toto čelní ozubené kolo uloženo na soudečkovém ložisku (viz obr. 23, poz. 3), které má za úkol eliminovat naklápění velkého ozubeného kola (viz obr. 23, poz. 2) vlivem průhybu hřídele (viz obr. 23, poz. 1) při zatížení konvertoru.
- souosost je dále zajištěna bočním vedením (viz obr. 23, poz. 4) mezi pastorkem a velkým ozubeným kolem.
- nevýhodou je možnost změny osové vzdálenosti pastorku a ozubeného kola vlivem průhybu hnané hřídele konvertoru, čímž může dojít k poškození ozubení.



Obr. 23 Schéma eliminace naklopení velkého ozubeného kola pomocí soudečkového ložiska a bočního vedení [14]

### 4. Pohon konvertoru se skříňovou konstrukcí

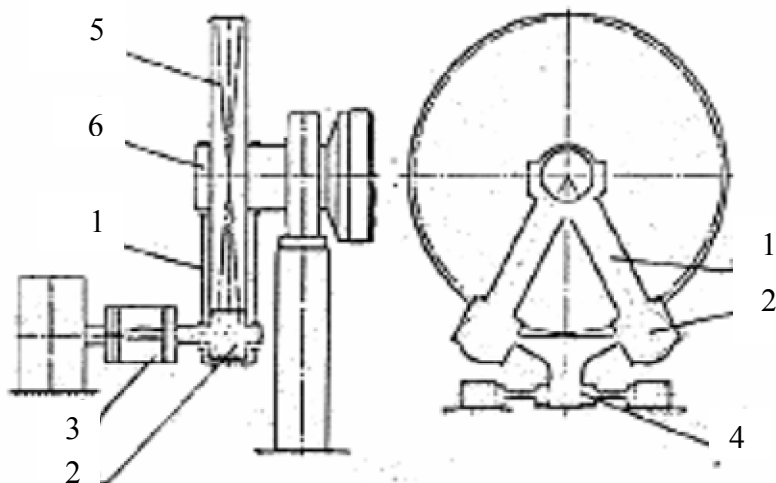
- jedná se o mezistupeň mezi pohonem s bočním vedením a pohonem s nosnou konstrukcí.
- nesouosost hnané hřídele (viz obr. 24, poz. 40) je u tohoto typu pohonu vyrovnávána pomocí zubové spojky (viz obr. 24, poz. 41) umístěné mezi hnanou hřídelí a hřídelí ozubených kol (viz obr. 24, poz. 32).
- výhodou této konstrukce je eliminace rázů a případné nesouososti mezi hnanou hřídelí a hřídelí ozubených kol (viz obr. 24, poz. 32).



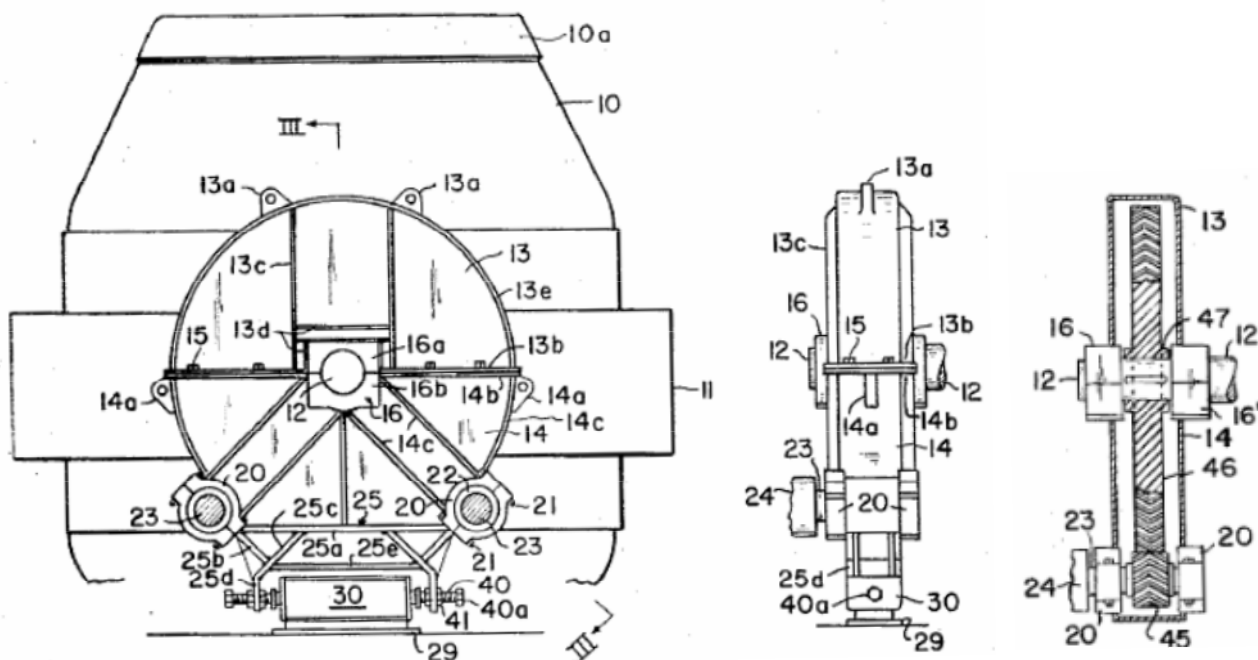
Obr. 24 Schéma pohonu konvertoru se skříňovou konstrukcí a zubovou spojkou [15]

## 5. Pohon konvertoru s nosnou konstrukcí

- výhodou tohoto pohonu je vzájemné uložení pastorku (viz obr. 25, poz. 2) a velkého ozubeného kola (viz obr. 25, poz. 5) na nosné konstrukci (viz obr. 25, poz. 1), čímž je zajištěna jejich souosost a konstantní osová vzdálenost (viz obr. 26). Nosná konstrukce je uložena na hnané hřídeli (viz obr. 25, poz. 6, obr. 26, poz. 12).
- přenos kroutícího momentu z elektromotoru je zajištěn pružnými spojkami (viz obr. 25, poz. 3), které eliminují nesouosost motoru a pastorku při naklopení celé nosné konstrukce.



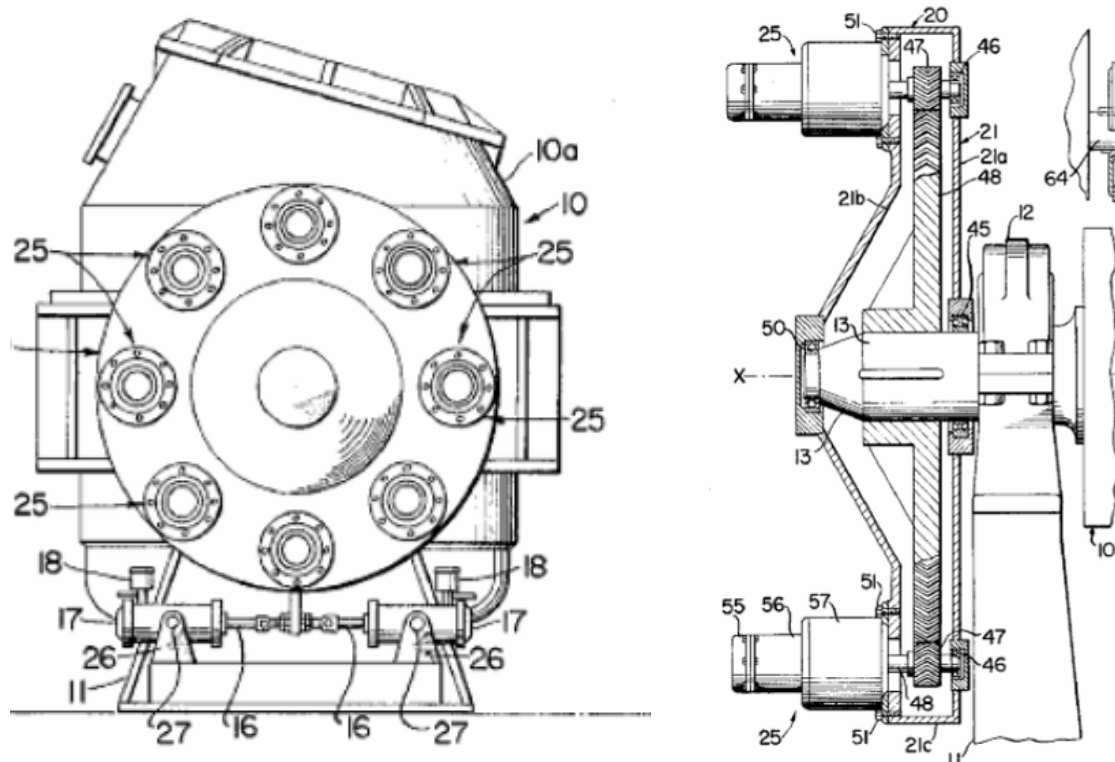
Obr. 25 Schéma pohonu s nosnou konstrukcí [14]



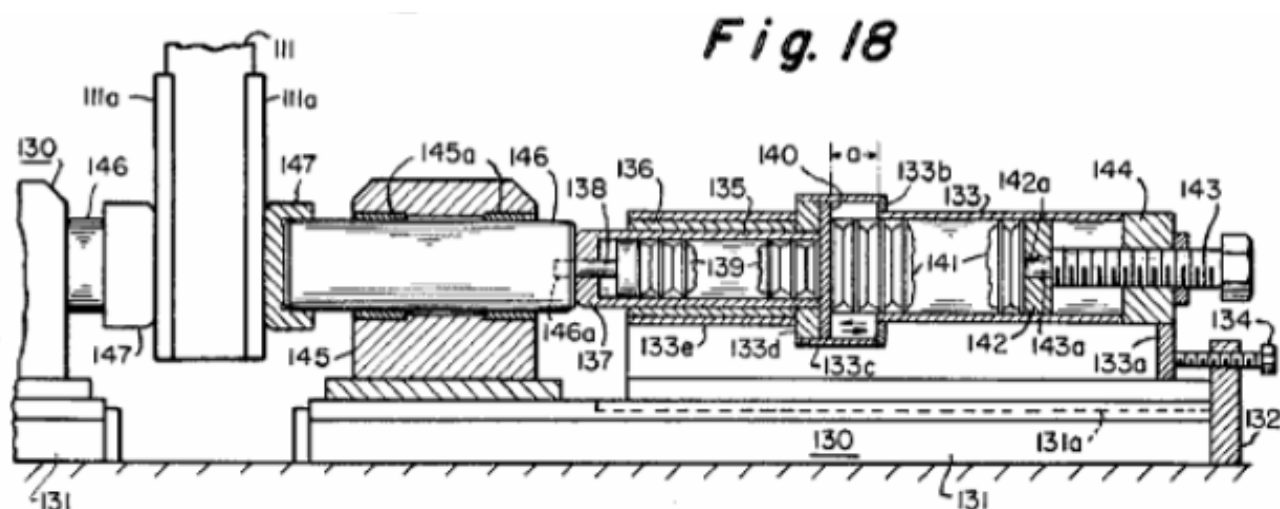
Obr. 26 Pohon konvertoru s nosnou konstrukcí [16]

## 6. Pohon konvertoru umístěný na nosné konstrukci

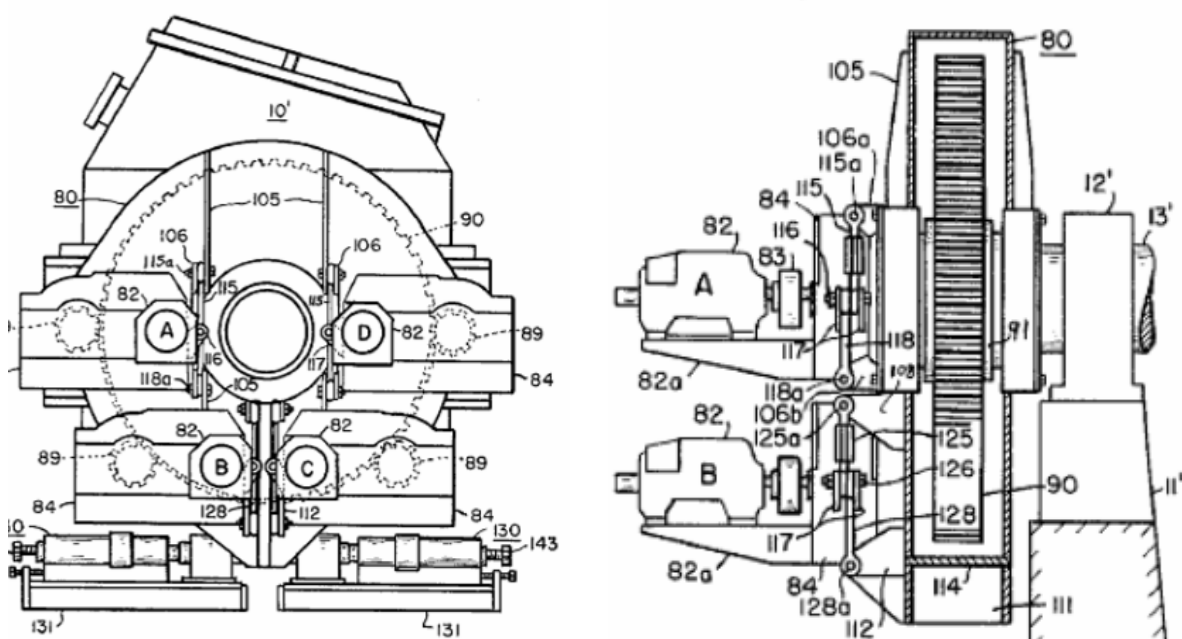
- výhodou tohoto pohonu je, že pastorek, převodovka a motor jsou společně umístěni na nosné konstrukci (viz obr. 27), čímž odpadá použití pružných či zubových spojek, které by eliminovaly naklopení a vzniklé nesouososti mezi jednotlivými členy pohonu.
- první konstrukce tohoto typu se začaly objevovat už v roce 1965 a od té doby se s nimi setkáváme v téměř nezměněné podobě až dodnes.
- nevýhodou tohoto pohonu je velké zatížení hnané hřídele od vlastní tíhy celé konstrukce, které je v dnešní době částečně eliminováno pomocí torzního tlumení (viz obr. 29).
- u původních konstrukcí můžeme vidět tlumení rázů pomocí talířových pružin (viz obr. 28).



Obr. 27 První patentovaný návrh pohonu na nosné konstrukci z roku 1965 [17]



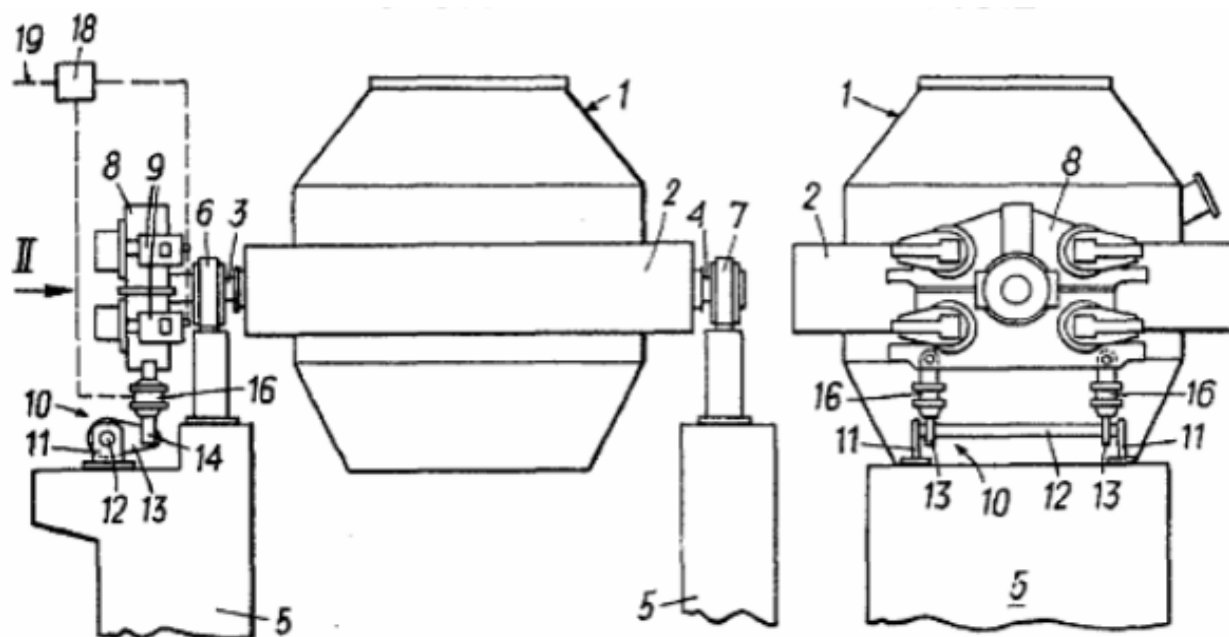
Obr. 28 Detail tlumení rázů pohonu z roku 1965 pomocí talířových pružin [17]



Obr. 29 Další alternativní řešení prvního patentovaného návrhu pohonu na nosné konstrukci [17]

## 7. Pohon konvertoru umístěný na nosné konstrukci s torzním tlumením

- poslední patenty těchto pohonů jsou z roku 1978 (viz obr. 30).

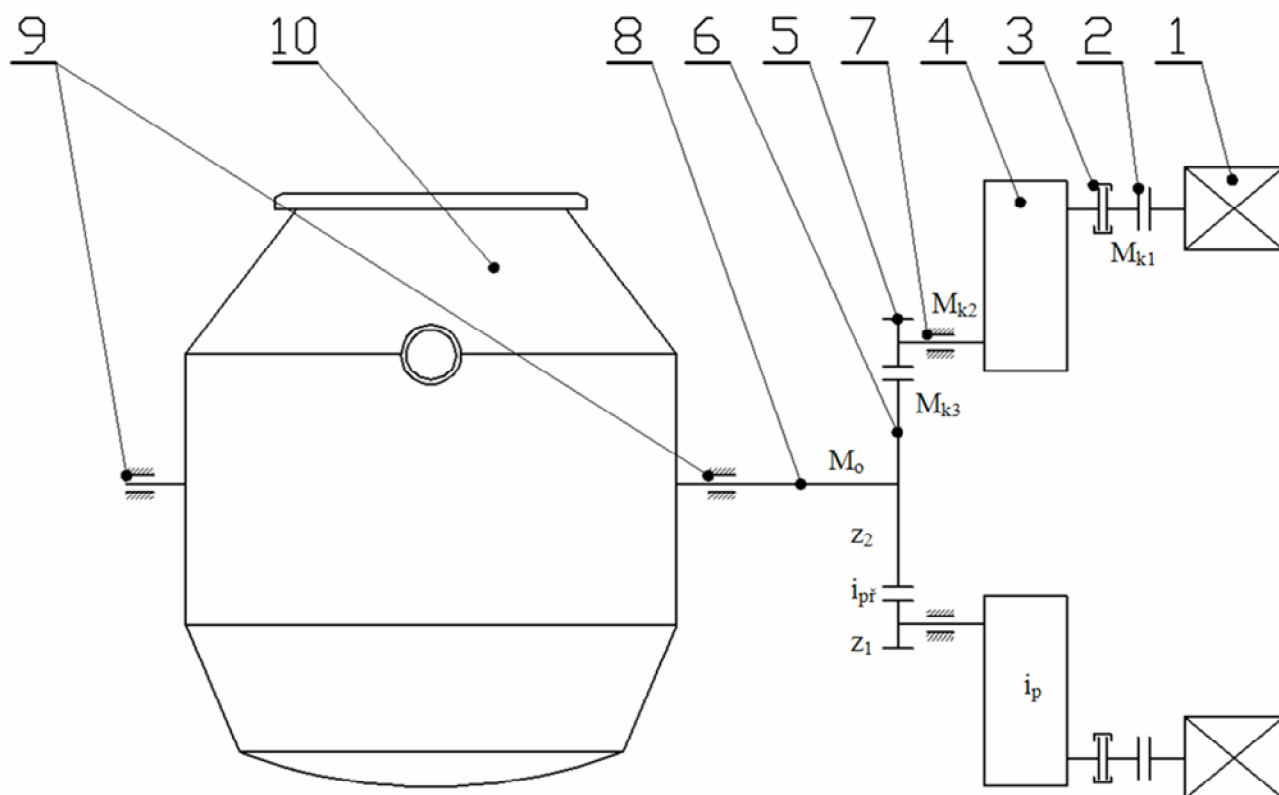


Obr. 30 Pohon konvertoru umístěný na nosné konstrukci s torzním tlumením z roku 1978 [18]

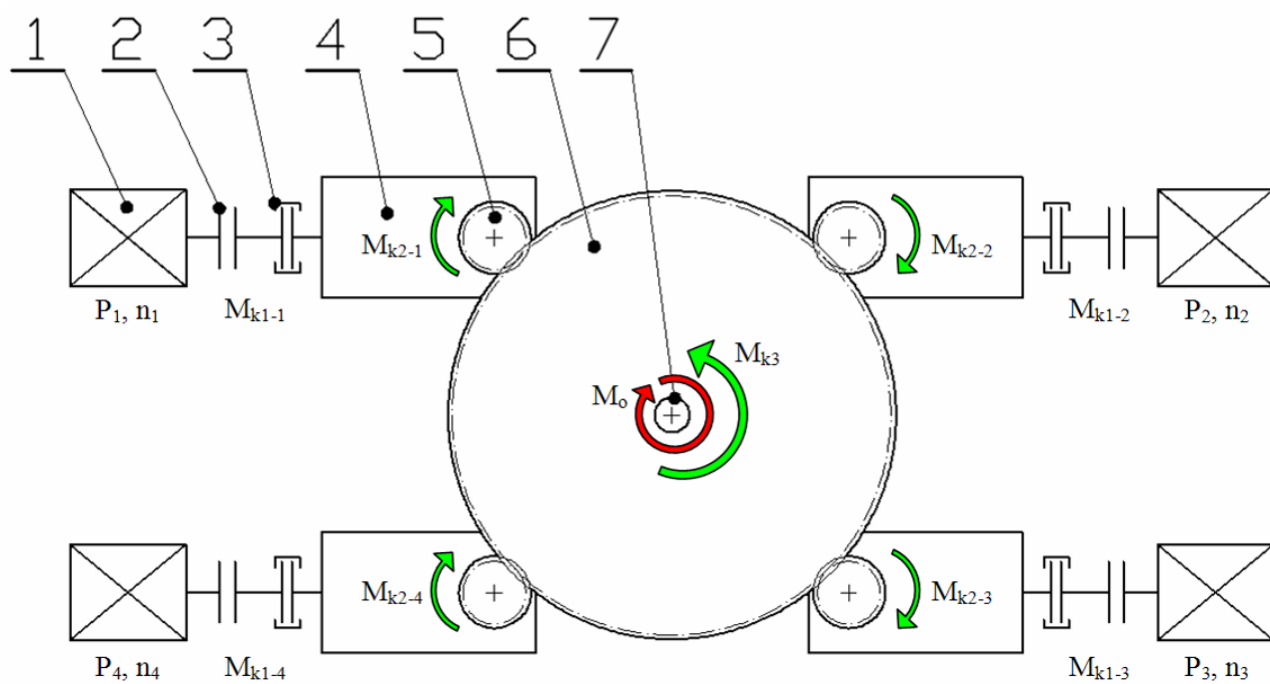
- tyto pohony patří k nejmodernějším ve své třídě a jsou používány pro nakládění většiny dnešních kyslíkových konvertorů (viz obr. 1).

→ pro překonání odporového momentu  $M_o$  [N·m] navrženého kyslíkového konvertoru (viz bod 3), volím poslední typ pohonu – *pohon umístěný na nosné konstrukci s torzním tlumením* (viz varianta 7., příloha O). Pozn.: torzní tlumení nebude vzhledem k rozsahu této práce dále detailně zpracováno.

## 5.2 Popis zvoleného pohonu



Obr. 31 Celkové schéma pohonu naklápění kyslíkového konvertoru



Obr. 32 Schéma pohonu naklápění kyslíkového konvertoru

Zadané parametry	
Hmotnost tavby	130 t
Čas potřebný k naklopení konvertoru o 90°	15 s

Tab. 5 Zadané parametry pro návrh pohonu konvertoru

Pro naklápění kyslíkového konvertoru s nosnou konstrukcí (viz obr. 1, obr. 30) a dodržení všech zadaných parametrů (viz tab. 5), volím pohon skládající se ze 4 elektromotorů (viz obr. 31, poz. 1, obr. 32, poz. 1, příloha A), které budou přes pružnou spojku (viz obr. 31, poz. 2, obr. 32, poz. 2, příloha C), převodovku (viz obr. 31, poz. 4, obr. 32, poz. 4, příloha B), pastorky (viz obr. 31, poz. 5, obr. 32, poz. 5) a velké ozubené kolo (viz obr. 31, poz. 6, obr. 32, poz. 6), které je pevně uchyceno na hnané hřídeli (viz obr. 31, poz. 8, obr. 32, poz. 7) nosného prstence, přenášet krouticí moment  $M_{k3}$  [N·m], potřebný pro překonání celkového odporového momentu, jehož velikost je (dle bodu 4.1, viz výše) rovna  $M_o = 1\,100\,000$  N·m (viz obr. 32).

Pohon konvertoru (viz příloha O) bude navržen tak, aby potřebný krouticí moment zajistili právě dva motory. Zbylé dva motory slouží pro odlehčení ozubeného převodu (viz obr. 31, poz. 5, poz. 6, obr. 32, poz. 5, poz. 6), ale také jako záložní pohony v případě poruchy jednoho, či dvou předchozích.

Nedílnou součástí pohonu jsou také elektro-hydraulické brzdy - ELDRO (viz obr. 31, poz. 3, obr. 32, poz. 3, příloha C), které při nečinnosti motoru (na víc jak 10 s) zajišťují aretaci polohy na požadovaném úhlu naklopení (viz obr. 11), čímž dojde k odlehčení jednotlivých motorů. Brzdy se automaticky vypnou při každém následném spuštění motoru. V extrémních případech, kdy dojde k výpadku proudu a nemožnosti udržet danou polohu konvertoru pomocí elektro-hydraulických brzd, je konstrukce konvertoru navržena tak, aby se konvertor vlastní vahou dostal do výchozí polohy a naklopení  $\alpha = 0^\circ$  (viz obr. 11).

### 5.3 Výpočet zvoleného pohonu

Pro prvotní návrh pohonu náklonu konvertoru jsem využil program *Microsoft Excel*, ve kterém jsem sestavil tabulku se vzorci (viz tab. 6), na jejichž základě byly měněny parametry pohonu tak, aby byl výstupní krouticí moment  $M_{k3}$  [N·m] na hřídeli nosného prstence větší, než celkový odporový moment konvertoru  $M_o = 1\,100\,000$  N·m.

Předběžný návrh pohonu náklonu kyslíkového konvertoru				
Elektromotor	Výkon P [W]	Otáčky motoru $n_m$ [s <sup>-1</sup> ]	Počet n [ks]	$M_{k1}$ [N·m]
	30000	978	4	1171,693
Převodovka	Převodový poměr $i_p$ [-]	Účinnost převodovky $\eta_p$ [-]		$M_{k2}$ [N·m]
	198,32	0,955		221913,467
Pastorek	Počet zubů $z_1$ [ks]	Převod $i$ [-]	Účinnost ložiska $\eta_l$ [-]	$M_{k23}$ [N·m]
	20	5,55	0,993	220360,073
Ozubené kolo	Počet zubů $z_2$ [ks]	Účinnost převodu $\eta$ [-]	Účinnost ložisek $\eta_L$ [-]	$M_{k3}$ [N·m]
	111	0,96	0,985	1156467,291
Výstupní hřídel	Otáčky $n_h$ [min <sup>-1</sup> ]	Doba naklopení o 90° $t_{90}$ [s]	Požadovaná doba naklopení o 90° $t_{p90}$ [s]	
	0,998923643	14,98385464	≤ 15	

Tab. 6 Tabulka Microsoft Excel se vzorci pro předběžný návrh pohonu konvertoru



**Výstupní kroutící moment 4 elektromotorů  $M_{k1}$  [N·m]**

$$P = \frac{M_{k1} \cdot \omega}{n} \Rightarrow M_{k1} = \frac{P \cdot n}{\omega} = \frac{P \cdot n}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = \frac{30000 \cdot 4 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 978} = \underline{\underline{1171,693 \text{ N} \cdot \text{m}}} \quad (5-1)$$

$P$  – výkon jednoho elektromotoru [W] –  $P = 30\,000$  W (viz příloha A)

$\omega$  – úhlová rychlost elektromotoru [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$n$  – počet elektromotorů [ks] – volím  $n = 4$  ks

$n_m$  – jmenovité otáčky elektromotoru [ $\text{min}^{-1}$ ] –  $n_m = 978 \text{ min}^{-1}$  (viz příloha A)

**Výstupní kroutící moment 4 převodovek  $M_{k2}$  [N·m]**

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_p \cdot \eta_p = 1171,693 \cdot 198,32 \cdot 0,96 = \underline{\underline{223075,318 \text{ N} \cdot \text{m}}} \quad (5-2)$$

$i_p$  – skutečný převodový poměr převodovky [1] –  $i_p = 198,32$  [1] (viz příloha B)

$\eta_p$  – účinnost převodovky [1] –  $\eta = 0,96$  [1] (viz příloha B)

**Kroutící moment 4 pastorků  $M_{k23}$  [N·m]**

$$M_{k23} = M_{k2} \cdot \eta_L = 223075,318 \cdot 0,99 = \underline{\underline{220844,564 \text{ N} \cdot \text{m}}} \quad (5-3)$$

$\eta_L$  – účinnost ložisek [1] –  $\eta_L = 0,98$  [1]

**Kroutící moment na ozubeném kole a výstupní hřídeli  $M_{k3}$  [N·m]**

$$M_{k3} = M_{k23} \cdot i \cdot \eta \cdot \eta_L = M_{k23} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta \cdot \eta_L \quad (5-4)$$

$$M_{k3} = 220844,564 \cdot \frac{111}{20} \cdot 0,96 \cdot 0,98 = \underline{\underline{1153126,643 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

$i$  – převodový poměr ozubeného převodu [1]

$\eta$  – účinnost převodu [1] –  $\eta = 0,96$  [1], viz [19]

$z_1$  – počet zubů na pastorku [ks] – volím  $z_1 = 20$  ks

$z_2$  – počet zubů na ozubeném kole [ks] – volím  $z_2 = 111$  ks

→ výstupní kroutící moment  $M_{k3}$  [N·m] na hnané hřídeli nosného prstence je větší, než maximální výpočtový odporový moment kyslíkového konvertoru  $M_o = 1\,100\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$ , z čehož vyplývá, že všechny navržené parametry pohonu náklonu konvertoru (viz tab. 6) jsou vyhovující.

**Doba otočení hřídele o 90°  $t_{90}$  [s]**

$$t_{90} = \frac{P \cdot n}{M_{k3} \cdot 2 \cdot \pi} \cdot \frac{90}{360} \cdot 3600 [\text{s}] \quad (5-5)$$

$$t_{90} = \frac{30000 \cdot 4}{1153126,643 \cdot 2 \cdot \pi} \cdot \frac{90}{360} \cdot 3600 = \underline{\underline{14,906 \text{ s}}}$$

$$t_{90} \leq t_{p90} \quad (5-6)$$

$$t_{90} = 14,906 \text{ s} < t_{p90} = 15 \text{ s}$$

→ jmenovité otáčky hnané hřídele nosného prstence jsou vyhovující, jelikož doba naklopení konvertoru o 90° je nižší, než požadovaná, tj. <15 s.

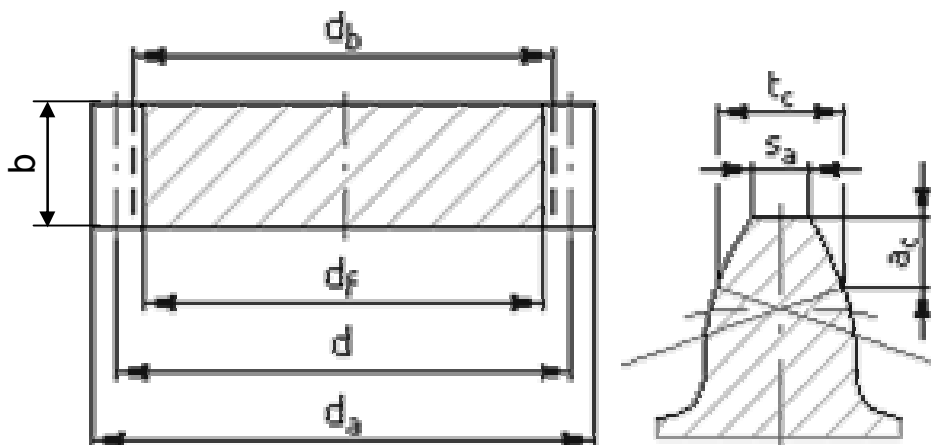
**5.4 Rozměrový návrh ozubeného převodu**

Rozměrový návrh ozubeného převodu (včetně jeho uložení) je směrodatný pro návrh velikosti ocelové konstrukce rámu mechanismu naklápění konvertoru (viz obr. 1, viz příloha N).

Ozubený převod (viz obr. 31, poz. 5, poz. 6) byl navržen (viz tab. 8, tab. 9) a zkontrolován pomocí generátoru součástí v programu *Autodesk Inventor* dle normy ČSN 01 4686:1988 (viz tab. 10, tab. 11, tab. 12), přičemž směrodatnými vstupními parametry (viz tab. 7) byl maximální přenášený krouticí moment  $M_{k23}$  [N·m] a zvolené počty zubů  $z_1$  [ks] na pastorku (viz obr. 32, poz. 5) a  $z_2$  [ks] na velkém ozubeném kole (viz obr. 32, poz. 6).

Krouticí moment pastorků	$M_{k23}$	220 844,564 N·m
Otáčky pastorku	$n_{23}$	5,19 min <sup>-1</sup>
Počet zubů na pastorku	$z_1$	20 ks
Počet zubů na velkém oz. kole	$z_2$	111 ks

Tab. 7 Vstupní parametry potřebné pro návrh ozubeného převodu



Obr. 33 Popis jednotlivých rozměrů ozubeného kola

Převodový poměr	$i$	5,5500 [1]
Požadovaný převodový poměr	$i_{in}$	5,5500 [1]
Modul	$m$	20,000 mm
Úhel sklonu zubů	$\beta$	0,0000 °
Úhel profilu	$\alpha$	20,0000 °
Vzdálenost os	$a_w$	1300,000 mm
Roztečná vzdálenost os	$a$	1310,000 mm
Celková jednotková korekce	$\Sigma x$	-0,4852 [1]
Rozteč zubů	$p$	62,832 mm
Základní rozteč	$p_{tb}$	59,043 mm
Provozní úhel záběru	$\alpha_w$	18,7516 °
Součinitel trvání záběru	$\varepsilon$	1,6494 [1]
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	$f_x$	0,0250 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	$f_y$	0,0120 mm

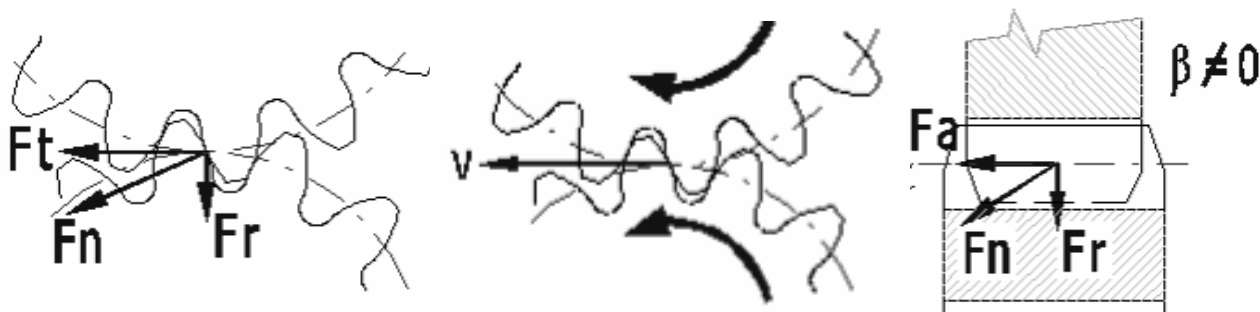
Tab. 8 Společné parametry ozubených kol

Typ modelu		Pastorek	Ozubené kolo
Počet zubů	$z$	20 ks	111 ks
Jednotkové posunutí	$x$	0,3414 [1]	-0,8266 [1]
Průměr roztečné kružnice	$d$	400,000 mm	2220,000 mm
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	453,063 mm	2226,345 mm
Průměr patní kružnice	$d_f$	363,655 mm	2136,937 mm
Průměr základní kružnice	$d_b$	375,877 mm	2086,118 mm
Pracovní roztečný průměr	$d_w$	396,947 mm	2203,053 mm
Šířka ozubení	$b$	350,000 mm	350,000 mm
Šířkový poměr	$b_r$	0,8750 [1]	0,1577 [1]
Tloušťka zubu	$s$	36,386 mm	19,382 mm
Čelní tloušťka zubu	$s_t$	36,386 mm	19,382 mm
Tloušťka zubu na těživě	$t_c$	32,130 mm	17,115 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	$a_c$	20,684 mm	0,058 mm
Rozměr přes zuby	$W$	157,879 mm	757,817 mm
Rozměr přes válečky (kuličky)	$M$	459,814 mm	2237,415 mm
Průměr válečku (kuličky)	$d_M$	35,000 mm	35,000 mm
Jednotková korekce bez zúžení	$x_z$	0,4578 [1]	-2,3053 [1]
Jednotková korekce bez podříznutí	$x_p$	-0,1501 [1]	-5,4726 [1]
Snížení hlavy zubu	$k$	0,0148 [1]	0,0148 [1]
Hlavový úhel profilu	$\alpha_a$	33,9387 °	20,4439 °

Tab. 9 Návrhový výpočet pro jednotlivá kola

## 5.5 Pevnostní kontrola ozubeného převodu

- dle ČSN 01 4686:1988



Obr. 34 Schéma zatěžujících sil čelního ozubení s přímými zuby [20]

Typ modelu		Pastorek	Ozubené kolo
Krouticí moment	$M_k$	220 845 N·m	212 011 N·m
Otáčky	$n$	5,19 min <sup>-1</sup>	0,93 min <sup>-1</sup>
Účinnost převodu	$\eta$	0,96 [1]	
Radiální síla	$F_r$	89750,114 N	
Obvodová síla	$F_t$	264370,712 N	
Axiální síla	$F_a$	0,000 N	
Normální síla	$F_n$	279189,822 N	
Obvodová rychlost	$v$	0,109 m·s <sup>-1</sup>	
Rezonanční otáčky	$n_{E1}$	2958,344 min <sup>-1</sup>	

Tab. 10 Hodnoty zatížení součástí ozubeného převodu

Typ modelu		Pastorek	Ozubené kolo
Materiál		ocel 14 220	ocel 14 220
Mez pevnosti v tahu	$S_u$	785 MPa	785 MPa
Mez kluzu v tahu	$S_y$	588 MPa	588 MPa
Modul pružnosti v tahu	$E$	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	$\mu$	0,300 [1]	0,300 [1]
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flim}$	700,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim}$	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Tvrдость v jádře zubu	JHV	210 [1]	210 [1]
Tvrдость na boku zubu	VHV	650 [1]	650 [1]
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	$N_{Flim}$	3000000 [1]	3000000 [1]
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	$N_{Hlim}$	100000000 [1]	100000000 [1]
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	$q_F$	9,0 [1]	9,0 [1]
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	$q_H$	10,0 [1]	10,0 [1]

Tab. 11 Hodnoty zvoleného materiálu jednotlivých součástí ozubeného převodu

Součinitel vnějších dynamických sil	$K_A$	1,200 [1]	
Součinitel vnitřních dynamických sil	$K_{Hv}$	1,001 [1]	1,001 [1]
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,260 [1]	1,240 [1]

Tab. 12 Součinitelé přidavných zatížení

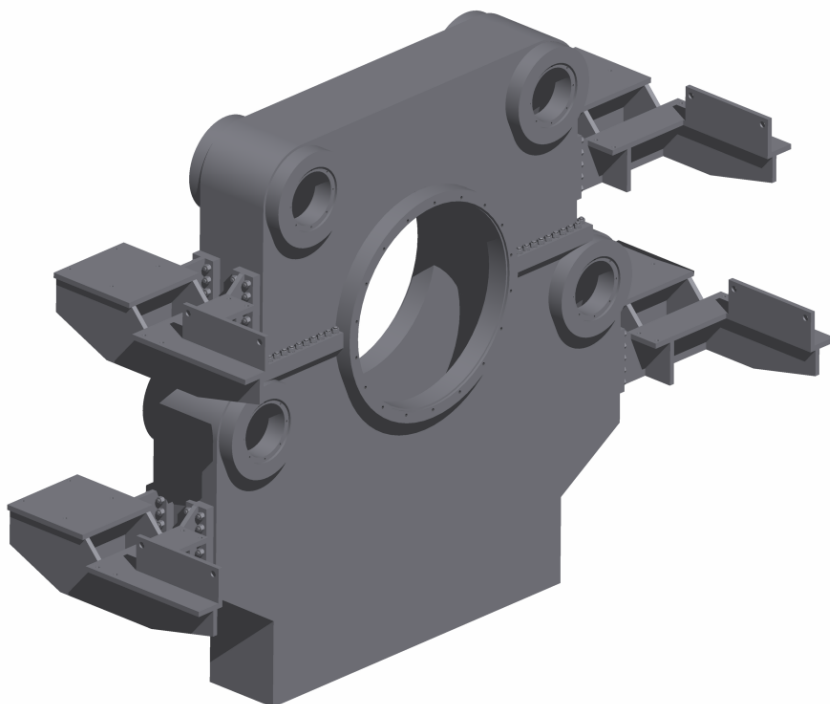
Součinitel bezpečnosti v dotyku	$S_H$	1,903 [1]	2,493 [1]
Součinitel bezpečnosti v ohybu	$S_F$	4,941 [1]	10,207 [1]
Statická bezpečnost v dotyku	$S_{Hst}$	3,263 [1]	3,263 [1]
Statická bezpečnost v ohybu	$S_{Fst}$	11,356 [1]	23,776 [1]
Kontrolní výpočet		<b>Kladný</b>	

Tab. 13 Tabulka výsledků výpočtu v programu Autodesk Inventor

Z výsledků pevnostního výpočtu (viz tab. 13) dle ČSN 01 4686:1988 vyplývá, že rozměrový návrh pastorku a čelního ozubeného kola (viz tab. 9) dle vstupních parametrů (viz tab. 7) a důležitých součinitelů (viz tab. 12), je vyhovující. Pro lepší přehlednost uvádím v následující tabulce (viz tab. 14) důležité rozměry potřebné pro rozměrový návrh velikosti ocelové konstrukce rámu (šasi) mechanismu nakládění kyslíkového konvertoru (viz obr. 35), jejíž hlavní rozměry jsou součástí výkresové dokumentace (viz příloha N).

Typ modelu		Pastorek	Ozubené kolo
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	453,063 mm	2226,345 mm
Šířka ozubení	$b$	350,000 mm	350,000 mm
Vzdálenost os	$a_w$	1300,000 mm	

Tab. 14 Navržené rozměry ozubení potřebné pro návrh ocelové konstrukce

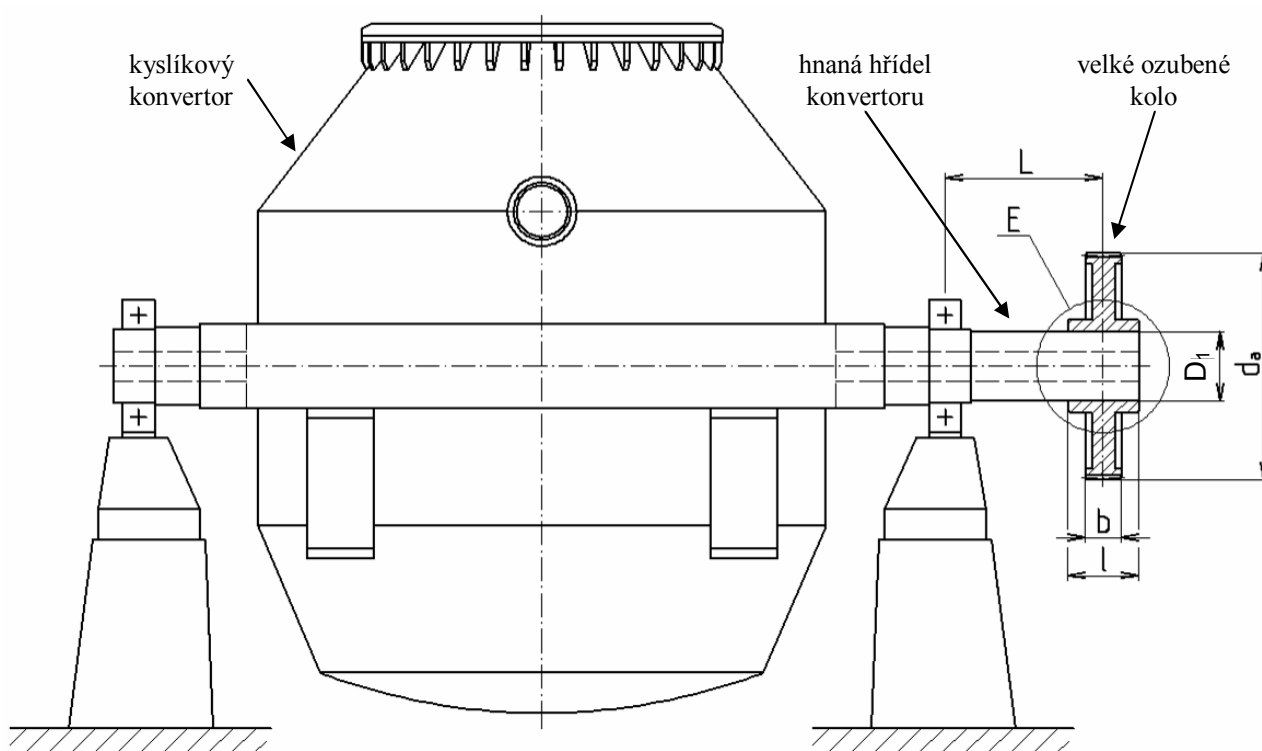


Obr. 35 Navržená ocelová konstrukce rámu mechanismu nakládění (viz příloha N)

## 5.6 Variantní návrh uchycení ozubeného kola na hnané hřídeli

Variantní návrh se týká způsobu uchycení velkého ozubeného kola (viz obr. 31, poz. 6) na hnané hřídeli (viz obr. 31, poz. 8, navržený průměr hnané hřídele  $D_1 = 680$  mm) kyslíkového konvertoru (viz obr. 36, poz. E). Toto velké ozubené kolo má za úkol přenést (pomocí tvarového nebo silového styku hřídele z nábojem) výsledný krouticí moment  $M_{k3}$  [Nm] (viz bod 5.3), čímž patří k nejkritičtějšímu místu.

Vzhledem k tomuto faktu bude navrženo několik variant způsobu uchycení náboje ozubeného kola na hnané hřídeli, z nichž vyberu, s ohledem na výhody či nevýhody každého spoje, tu nejvhodnější variantu.



Obr. 36 Schéma pozice ozubeného kola

### Přehled jednotlivých variant

#### 1. Svěrná spojení

- a) Sevření na válcové ploše (viz varianta 1)
- b) Sevření na kuželové ploše (viz varianta 2)

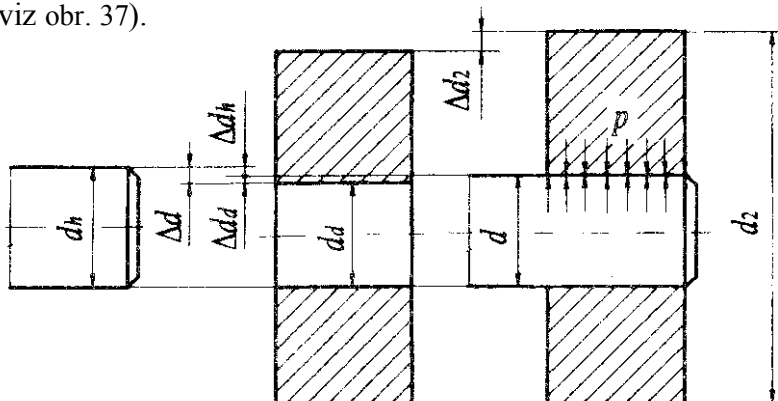
#### 2. Drážková spojení

- a) Spojení pomocí hřídelových per (viz varianta 3)
- b) Spojení pomocí drážkování (viz varianta 4)



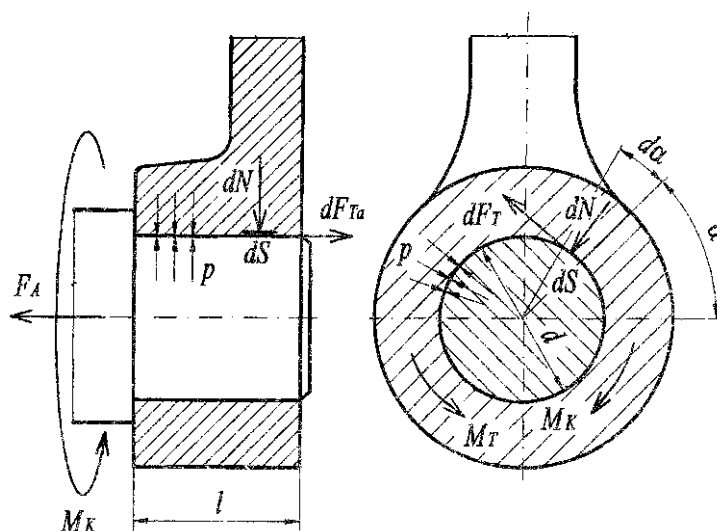
## **Varianta 1. Sevření na válcové ploše - nalisovaný spoj**

Lisovaný spoj využívá účinku svěrné síly, která vzniká zalisováním dvou součástí do sebe s přesahem  $\Delta d$  (viz obr. 37).



Obr. 37 Zalisování dvou součástí do sebe s přesahem  $\Delta d$  [2]

Hřídel se stlačí o deformaci  $-\Delta d_h$  a díra náboje roztáhne o  $\Delta d_d$ . V důsledku těchto pružných deformací vznikají ve stykové ploše velké plošné tlaky  $p$  [MPa]. Ty vyvolají třecí odpor, který zajišťuje vzájemnou polohu spojovaných součástí a přenáší velké krouticí momenty  $M_k$  [N·m] a axiální síly  $F_A$  [N] (viz obr. 38), zejména střídavého charakteru s velkou bezpečností.



Obr. 38 Silové a momentové poměry v sevření na válcové ploše [2]

### **Výhody:**

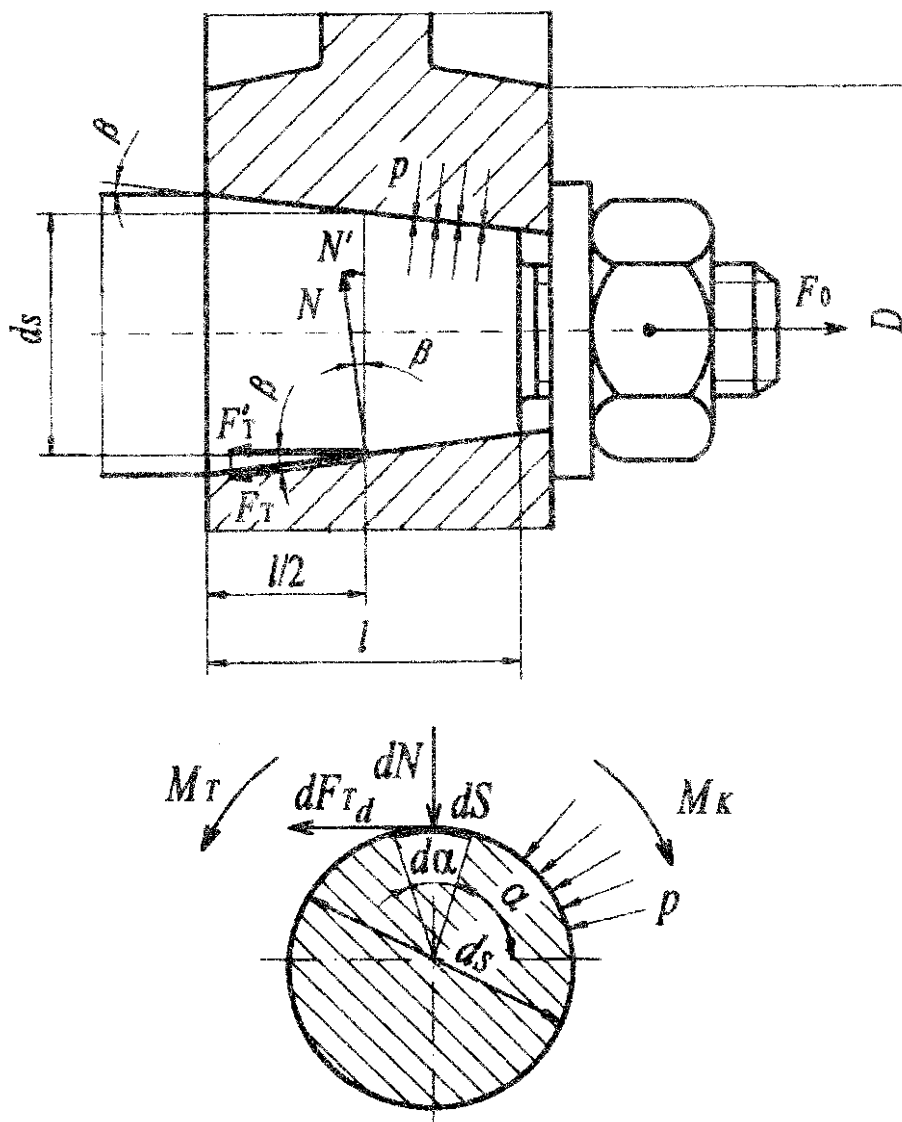
- spoj je jednoduchý a spolehlivý
- zajišťuje přesnou souosost
- chová se jako jeden celek – celistvě
- nevyžaduje další spojovací součásti (pera, klíny, kolíky)

### **Nevýhody:**

- obtížná rozebiratelnost

## **Varianta 2. Sevření na kuželové ploše**

Náboj s kuželovou dírou se natahuje na čep hřídele pomocí utažení matice (viz obr. 39), u velkých hřídelů pomocí šroubů. Únosnost spoje závisí na přesné shodě kuželového otvoru a čepu. Tyto je třeba do sebe zabrušovat, což je drahá výrobní operace. Vzhledem k otlačení styčných ploch a malé poddajnosti šroubu je nutno během provozu šroub či matici dotahovat.



Obr. 39 Silové a momentové poměry v sevření na kuželové ploše [2]

### **Výhody:**

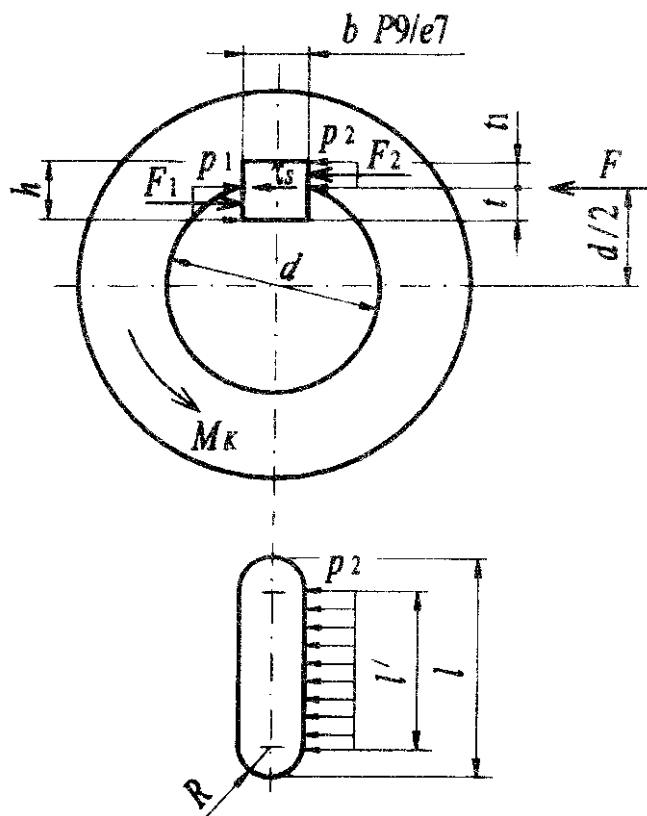
- jednoduchá rozebiratelnost spoje
- zajišťuje přesnou souosost

### **Nevýhody:**

- nutnost zabrušování stykových ploch
- příliš malá kuželovitost může způsobit samosvornost spoje

### **Varianta 3. Spojení pomocí hřídelových per**

Spojovací hřídelová pera používáme k přenosu kroutícího momentu mezi souosým hřídelem a nábojem kola. Kroutící moment se přenáší boky pera a drážek v hřídeli a náboji. Boky *těsného pera* v drážkách proto musí být velmi těsně lícovány P9/e7. Spojení má velkou únosnost, ale nehodí se pro rázová a střídavá namáhání, protože tato zatížení intenzivně otláčují stěny pera a drážek, což vede k postupnému uvolnění spoje, ke vzniku přídatných ohybových sil, rázů, hluku a následně k poruše spoje. Hřídelová pera jsou normalizována a vyrábí se z materiálu jakosti 11 600. Silové poměry ve spoji jsou patrné z následujícího obrázku (viz obr. 40). Při přenosu kroutícího momentu  $M_k$  [N·m] z náboje na hřídel se otláčí jak boky samotného pera, tak stěny drážky v hřídeli a stěny drážky v náboji. Rozhodující pro zajištění správné funkce pera je kontrola boků pera a drážek na otláčení a dále dodatečná kontrola navrženého pera na stříh.



Obr. 40 Silové a momentové poměry ve spoji pomocí hřídelového pera [2]

#### **Výhody:**

- jednoduchá rozebiratelnost spoje
- snadná výměna hřídelového pera

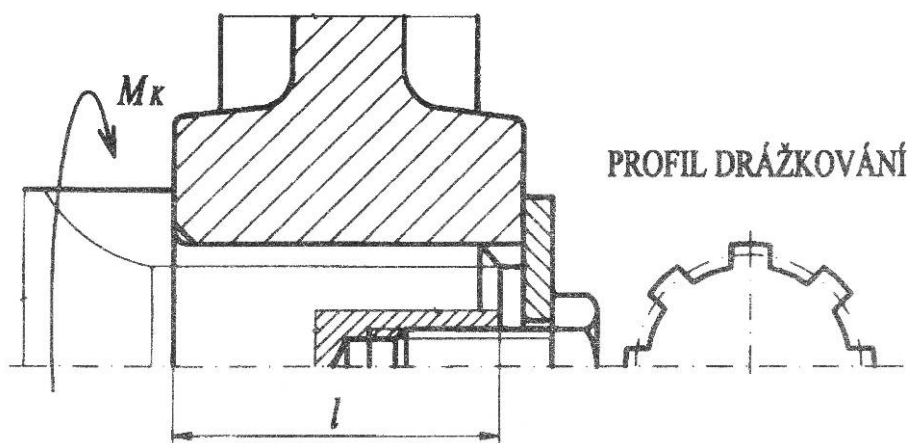
#### **Nevýhody:**

- oslabení hřídele a náboje drážkou pro pero
- nehodí se pro střídavá a rázová namáhání z důvodu intenzivního otláčení spoje

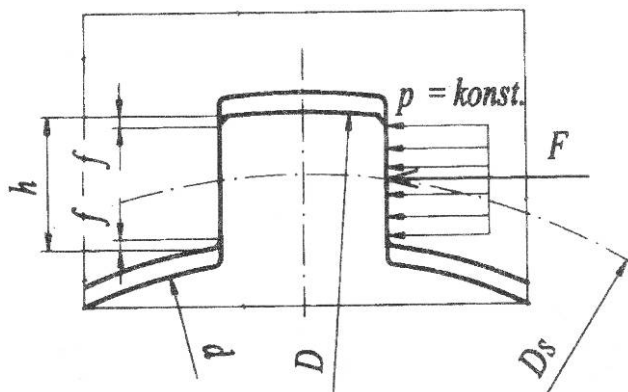
#### **Varianta 4. Spojení pomocí drážkování**

Drážková spojení hřídele s nábojem kola používáme místo spojení pomocí per pro přenos velkých, časově proměnlivých, zejména střídavých kroutících momentů a to i při vysokých otáčkách. Na hřídeli jsou vyfrézovány zuby, v náboji drážky, které do sebe zapadají. V ČSN jsou normalizována 3 provedení drážkování – rovnoboká, jemná a evolventní. Výrobně nejjednodušší je rovnoboké drážkování (viz obr. 41).

Délku spoje  $l$  [mm] vypočítáme z pevnostní kontroly namáhání na otlacení boků zubů na hřídeli a drážek v náboji (viz obr. 42).



Obr. 41 Rovnoboké drážkování [2]



Obr. 42 Namáhání na otlacení boku zubů na hřídeli a drážek v náboji [2]

#### **Výhody:**

- jednoduchá rozebiratelnost spoje
- přenos velkých, zejména střídavých kroutících momentů

#### **Nevýhody:**

- oslabení hřídele a náboje drážkováním
- vlivem deformací hřídele a náboje a zejména výrobními nepřesnostmi polohy zubů a drážek, přenáší kroutící moment  $M_k$  [N·m] jen  $3/4$  všech zubů.

Po zhodnocení všech výhod a nevýhod jednotlivých variant s ohledem na mnou kladené požadavky (minimální oslabení průřezu hřídele a náboje, rozebíratelnost, přenos střídavých i rázových zatížení) jsem vyloučil varianty přenosu krouticího momentu pomocí tvarového styku (viz varianta 3., varianta 4.) a zvolil 2. variantu – *svěrné spojení pomocí sevření na kuželové ploše* (viz obr. 39, varianta 2.), která je v mém případě nejvhodnější pro přenos krouticího momentu  $M_k$  [N·m] z náboje na hřídel a to především díky minimálnímu oslabení průřezu hřídele a náboje, snadné rozebíratelnosti (na rozdíl od nalisovaného spoje, viz varianta 1.) a přenosu krouticího momentu celou stykovou plochou.

## **5.7 Detailní řešení zvolené varianty uchycení ozubeného kola na hnané hřídeli**

Při detailním řešení zvolené varianty (svěrné spojení pomocí sevření na kuželové ploše, viz varianta 2.) pro přenos krouticího momentu z náboje na hřídel, vycházíme z požadavků vypočtených při projekčně-konstrukčním návrhu uložení prstence konvertorové nádoby (viz bod 4.2) a to z požadovaného krouticího momentu na velkém ozubeném kole  $M_{k3} = 1\,154\,000$  N·m a navrženém průměru hnané hřídele  $D_1 = 680$  mm (viz obr. 36, příloha M).

Pro bezpečný přenos krouticího momentu z velkého ozubeného kola na hnanou hřídel pomocí svěrného spojení na kuželové ploše potřebujeme znát osovou sílu  $F_o$  [N], která zajistí potřebný kontaktní tlak  $p$  [MPa] ve stykových plochách (viz obr. 39).

### **Osová síla ve šroubu $F_o$ [N·m]**

– osovou sílu ve šroubu  $F_o$  [N] vypočítám z momentové podmínky přenosu provozního krouticího momentu třením.

$$M_T = k_s \cdot M_K \text{ [N·m]} \quad (5-7)$$

$$M_T = \frac{F_o \cdot d_s \cdot f}{2 \cdot (\sin \beta + f \cdot \cos \beta)} = k_s \cdot M_K \text{ [N·m]} \quad (5-8)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot (\sin \beta + f \cdot \cos \beta) \cdot k_s \cdot M_K}{d_s \cdot f} \text{ [N]}$$

$$F_o = \frac{2 \cdot (\sin(1,146) + 0,1 \cdot \cos(1,146)) \cdot 1,3 \cdot 1\,154\,000}{0,665 \cdot 0,1} = \underline{\underline{5\,413\,359,46 \text{ N}}}$$

$$F_o = \underline{\underline{5\,413\,359,46 \text{ N}}}$$

$M_T$  – třecí moment na stykové ploše [N·m]

$k_s$  – statická bezpečnost [1] – volím  $k_s = 1,3$  [1]

$M_K$  – maximální krouticí moment ve spoji [N·m] –  $M_K = M_{k3} = 1\,154\,000$  N·m

$d_s$  – střední průměr kužele [m] –  $d_s = 665$  mm = 0,665 m (viz obr. 39)

$f$  – součinitel tření mezi hřídelem a nábojem [1] – volím  $f = 0,1$  [1]

→ volím osovou sílu ve šroubu  $F_o = 5\,413\,400$  N.

### **Úhel sklonu kužele** $\beta$ [°]

$$\beta = \arctg K = \arctg \frac{1}{50} = \underline{\underline{1,146^\circ}}$$

(5-9)

$K$  – kuželovitost [1] – volím  $K = 1:50$  [1]

### **Délka náboje** $l$ [m]

– délku náboje  $l$  [m] (viz obr. 38) určím z podmínky měrného tlaku.

$$p \leq p_D \text{ [MPa]} \quad (5-9)$$

$$p = \frac{2 \cdot k_s \cdot M_K}{\pi \cdot d_s^2 \cdot \frac{l}{\cos \beta} \cdot f} \leq p_D \Rightarrow l \text{ [m]} \quad (5-10)$$

$$l \leq \frac{2 \cdot k_s \cdot M_K \cdot \cos \beta}{\pi \cdot d_s^2 \cdot f \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 1\,154\,000 \cdot \cos(1,146)}{\pi \cdot 0,665^2 \cdot 0,1 \cdot 40 \cdot 10^6} = \underline{\underline{0,540 \text{ m}}}$$

$p$  – měrný tlak [MPa]

$p_D$  – dovolený měrný tlak [MPa] – volím  $p_D = 40$  MPa

→ volím délku náboje  $l = 0,700$  m = 700 mm

### **Výpočet minimálního průměru jádra zvolených šroubů** $d_3'$ [m]

– vycházím z pevnostní kontroly jádra závitové části šroubů (o celkovém počtu  $n_s = 12$  ks) na tah.

$$\sigma_t \leq \sigma_D = \frac{R_e}{k_s} \text{ [MPa]} \quad (5-11)$$

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot (d_3')^2}{4} \cdot n_s} \leq \frac{R_e}{k_s} \Rightarrow d_3' \text{ [m]} \quad (5-12)$$



$$d_3' = \sqrt{\frac{F_o \cdot 4 \cdot k_s}{\pi \cdot n_s \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{5413400 \cdot 4 \cdot 1,3}{\pi \cdot 12 \cdot 640 \cdot 10^6}} = \underline{\underline{0,03416 \text{ m} = 34,157 \text{ mm}}}$$

$\sigma_t$  – napětí v tahu [MPa]

$\sigma_D$  – dovolené napětí v tahu [MPa]

$R_e$  – mez kluzu materiálu šroubu [MPa] –  $R_e = 640 \text{ MPa}$  (pevnostní třída šroubu 8.8) [2]

$n_s$  – počet šroubů [ks] – volím  $n_s = 12 \text{ ks}$

→ dle ČSN 01 4013 volím malý průměr závitu  $d_3 = 38,319 \text{ mm}$  (závit M42 x 3)

### **Kontrola měrného tlaku v závitech** $p_z$ [MPa]

– jedná se o kontrolu závitu díry a závitu 1 šroubu na vzájemné otláčení.

$$p_z \leq p_D \text{ [MPa]} \quad (5-13)$$

$$p_z = \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z \cdot n_s} \leq p_D \Rightarrow d_3 \text{ [mm]}$$

$$p_z = \frac{5413400}{\pi \cdot 40,051 \cdot 1,624 \cdot 20 \cdot 12} \leq 120 \text{ MPa} \quad (5-14)$$

$$p_z = 110,385 \text{ MPa} \leq p_D = 120 \text{ MPa}$$

### **Nosná hloubka závitu jednoho šroubu** $H_1$ [mm]

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{42 - 38,752}{2} = \underline{\underline{1,624 \text{ mm}}} \quad (5-15)$$

$p_D$  – dovolený měrný tlak v závitech [MPa] – volím  $p_D = 120 \text{ MPa}$  [2]

$z$  – počet nosných závitů [ks] – volím  $z = 20 \text{ ks}$

$d$  – velký průměr závitu šroubu [m] –  $d = 42 \text{ mm}$  (dle ČSN 01 4013) [1]

$d_2$  – střední průměr závitu šroubu [m] –  $d_2 = 40,051 \text{ mm}$  (dle ČSN 01 4013) [1]

$D_1$  – malý průměr závitu díry [m] –  $D_1 = 38,752 \text{ mm}$  (dle ČSN 01 4013) [1]

→ navržený počet šroubů M42 x 3 o celkovém počtu  $n_s = 12 \text{ ks}$  je dostačující a kontrola měrného tlaku v závitech je vyhovující.

**Potřebný utahovací moment jednoho šroubu**  $M_U$  [N·m]

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} \text{ [N·m]} \quad (5-16)$$

$$M_U = 1787,437 + 2481,142 = \underline{\underline{4268,579 \text{ N·m}}}$$

→ pro vyvození potřebné osově síly  $F_o$  [N] ve svěrném spojení (viz obr. 39), volím utahovací moment každého šroubu (M42 x 3)  $M_U = 4\,300 \text{ N·m}$ .

**Třecí moment na závitu šroubu**  $M_{TZ}$  [N·m]

$$M_{TZ} = \frac{F_o}{n} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (5-17)$$

$$M_{TZ} = \frac{5413400}{12} \cdot \operatorname{tg}(1,366 + 9,826) \cdot \frac{40,051 \cdot 10^{-3}}{2} = \underline{\underline{1787,437 \text{ N·m}}}$$

**Úhel stoupání závitu**  $\psi$  [°]

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \Rightarrow \psi = \operatorname{arctg} \left( \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \right) = \operatorname{arctg} \left( \frac{3}{\pi \cdot 40,051} \right) = \underline{\underline{1,366^\circ}} \quad (5-18)$$

$P_h$  – stoupání závitu [mm] –  $P_h = 3 \text{ mm}$  (metrický závit M24 x 3) [1]

**Třecí úhel**  $\varphi'$  [°]

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \Rightarrow \operatorname{tg} \varphi' = \operatorname{arctg} \left( \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = \operatorname{arctg} \left( \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} \right) = \underline{\underline{9,826^\circ}} \quad (5-19)$$

$f_z$  – součinitel tření na závitu [1] – volím  $f_z = 0,15$  [1]

$\alpha$  – úhel stoupání závitu [1] –  $\alpha = 60^\circ$  (metrický závit) [1]

**Třecí moment pod hlavou jednoho šroubu**  $M_{TM}$  [N·m]

$$M_{TM} = \frac{F_o}{n} \cdot f_m \cdot \frac{d_s}{2} = \frac{F_o}{n} \cdot f_m \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{D_o + s}{2} \quad (5-20)$$

$$M_{TM} = \frac{5413400}{12} \cdot 0,2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{45 \cdot 10^{-3} + 65 \cdot 10^{-3}}{2} = \underline{\underline{2481,142 \text{ N·m}}}$$

$f_m$  – součinitel tření pod hlavou šroubu [1] – volím  $f_m = 0,2$  [1]

$d_s$  – střední průměr třecí plochy pod hlavou šroubu [mm]

$D_o$  – průměr díry (střední) pro šroub [mm] –  $D_o = 45 \text{ mm}$  [1]

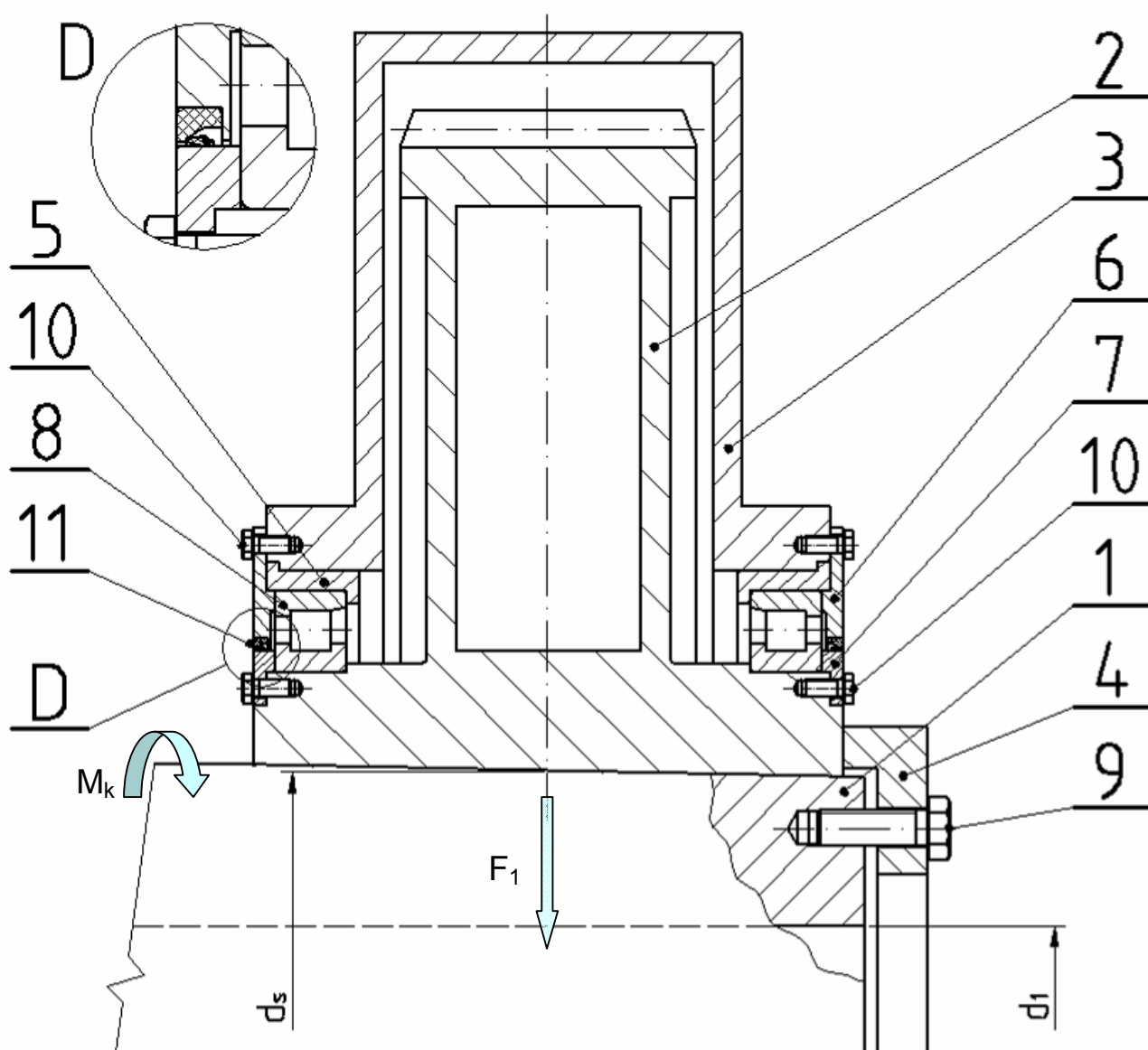
$s$  – velikost otvoru klíče [mm] –  $s = 65 \text{ mm}$  [1]

## 6 Detailní řešení zvolených konstrukčních uzlů

Mezi vybrané konstrukční uzly jsem zahrnul návrh valivého uložení (včetně kontroly jeho životnosti v provozních hodinách  $L_{10h}$  [h]) ocelové konstrukce rámu mechanismu naklápění, kontrolu volného konce hnané hřídele, kontrolu volného konce pastorku (včetně kontroly životnosti jeho valivého uložení v provozních hodinách  $L_{10h}$  [h])

### 6.1 Návrh valivého uložení ocelové konstrukce rámu mechanismu naklápění

Ocelová konstrukce rámu mechanismu naklápění (viz obr. 43, poz. 3, příloha N) je pomocí valivého uložení zavěšena na velkém ozubeném kole (viz obr. 8, poz. 2), které je nasazeno pomocí svěrného spojení na kuželové ploše hnané hřídele konvertoru (viz obr. 8, poz. 1) a přitlačováno přitlačnou deskou (viz obr. 8, poz. 4) pojištěnou 12 šrouby M24 x 3 (viz obr. 8, poz. 9). Pozice velkého ozubeného kola na hnané hřídeli je patrna ze schématu (viz obr. 36).



Obr. 43 Valivé uložení ocelové konstrukce rámu mechanismu naklápění

Valivé uložení zajišťují v tomto případě válečková ložiska s plným počtem valivých těles typ NCF 18/900 V (viz obr. 43, poz. 8, příloha E), jež jsou vsazena do vymezujících kroužků (viz obr. 43, poz. 5) a zajištěna vnějšími (viz obr. 43, poz. 6) a vnitřními víčky (viz obr. 43, poz. 7) proti axiálnímu posuvu. Každé víčko je následně pojištěno šrouby M20 (viz obr. 43, poz. 10). Těsnost celého uložení zajišťují hřídelové těsnící kroužky (viz obr. 43, poz. 11, příloha K) umístěné mezi vnějším a vnitřním víčkem na každé straně.

## 6.2 Kontrola životnosti valivého uložení ocelové konstrukce rámu

**Životnost ložiska v provozních hodinách**  $L_{10h}$  [N·m]

$$L_{10h} = \left( \frac{c_0}{P_0} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left( \frac{10^6}{60 \cdot n_{ks}} \right) \text{ [h]} \quad (6-1)$$

$$L_{10h} = \left( \frac{6000 \cdot 10^3}{147100} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left( \frac{10^6}{60 \cdot 0,0167} \right) = \underline{\underline{2,336 \cdot 10^{11} \text{ h} > 1\,000\,000 \text{ h}}}$$

$c_0$  – základní statická únosnost ložiska [N] –  $c_0 = 6000 \cdot 10^3$  N (viz příloha E)

$P_0$  – radiální síla působící na ložisko [N] –  $P_0 = \frac{1}{2} \cdot F_1 = \frac{1}{2} \cdot 30000 \cdot g = 147\,100$  N

→ navržená válečková ložiska s plným počtem valivých těles typ NCF 18/900 V (viz příloha E) vyhovují a mají „neomezenou životnost“, která činí  $> 1\,000\,000$  provozních hodin.

**Výpočet trvanlivosti ložiska dle SKF**  $L_{10h}$  [h]

	Ložisko	NCF 18/900 V
Zvolit $\eta_c$	d [mm]	900
0.9	D [mm]	1090
	C [kN]	2380
	$P_u$ [kN]	425
	P [kN]	147.100
	n [ $\text{min}^{-1}$ ]	1
	v [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]	778
	<b>Vypočítat</b>	
	$L_{10}$	10700
	$L_{10h}$	> 1000000

→ výpočtem trvanlivosti ložiska dle SKF [9] jsem si ověřil, že navržená ložiska (viz příloha E) mají „neomezenou životnost“, která činí  $L_{10h} > 1\,000\,000$  provozních hodin.

### 6.3 Kontrola volného konce hnané hřídele na složené namáhání

Volný konec hnané hřídele je namáhán kroutícím momentem  $M_k$  [N·m] (viz obr. 43), který je přenášen velkým ozubeným kolem, uchyceným pomocí svěrného spojení na kuželové ploše, na hnanou hřídel, a zároveň ohybovým momentem  $M_o$  [N·m] (viz obr. 43) od celkové tíhy mechanismu naklápění na rameni  $L$  [m] (viz obr. 36).

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \cdot \beta \leq \sigma_{red_D} \quad [\text{MPa}] \quad (6-2)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{M_o^2}{W_o^2} + 4 \cdot \frac{M_k^2}{W_k^2}} \cdot \beta \leq \sigma_{red_D} \quad [\text{MPa}] \quad (6-3)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{(F_1 \cdot L)^2}{\left(\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_s^4 - d_1^4}{d_s}\right)^2} + 4 \cdot \frac{M_k^2}{\left(\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_s^4 - d_1^4}{d_s}\right)^2}} \cdot \beta \leq \frac{R_e}{k_s} \quad [\text{MPa}] \quad (6-4)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{(m_1 \cdot g \cdot L)^2}{\left(\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_s^4 - d_1^4}{d_s}\right)^2} + 4 \cdot \frac{M_k^2}{\left(\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_s^4 - d_1^4}{d_s}\right)^2}} \cdot \beta \leq \frac{R_e}{k_s} \quad [\text{MPa}] \quad (6-5)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{(30000 \cdot g \cdot 1,325)^2}{\left(\frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,665^4 - 0,3^4}{0,665}\right)^2} + 4 \cdot \frac{1100000^2}{\left(\frac{\pi}{16} \cdot \frac{0,665^4 - 0,3^4}{0,665}\right)^2}} \cdot 1,3 = \underline{\underline{18,31 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_{red} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{red} = 18,31 \text{ MPa} < \frac{284}{2} = 142 \text{ MPa}$$

→ volný konec hnané hřídele na složené namáhání (krut + ohyb) vyhovuje.

$F_1$  – ohybová síla od vlastní tíhy mechanismu naklápění [N]

$L$  – vzdálenost síly  $F_1$  od valivého uložení hřídele [m] –  $L = 1,325$  m, (viz obr. 36)

$d_s$  – střední průměr kužele hnané hřídele [m] –  $d_s = 0,665$  m, (viz obr. 43)

$m_1$  – celková hmotnost mechanismu naklápění [kg] –  $m_1 = 30\,000$  kg, (viz příloha O)

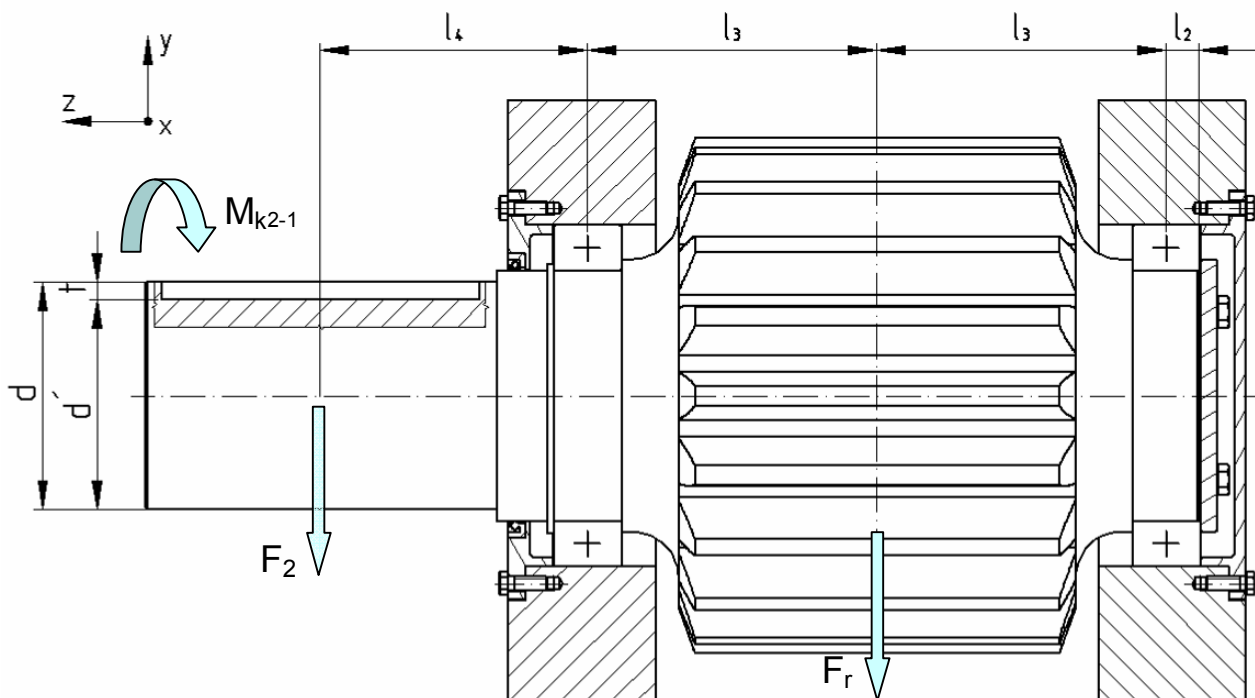
$R_e$  – mez kluzu materiálu hřídele [MPa] –  $R_e = 284$  MPa (mat. 11 600) viz [1]

$k_s$  – statická bezpečnost [1] – volím  $k_s = 2$  [1]

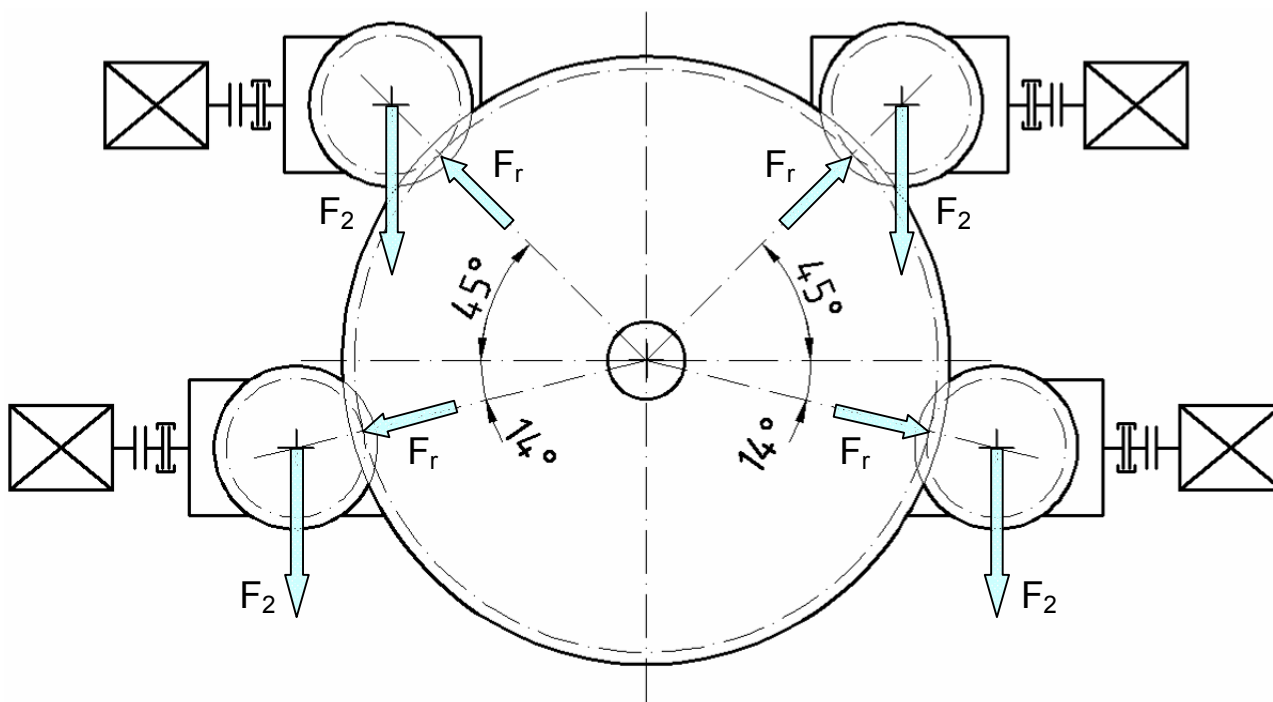
$\beta$  – koeficient přidavných rázů [1] – volím  $\beta = 1,3$  [1]

#### 6.4 Kontrola volného konce pastorku na složené namáhání

Volný konec pastorku je namáhán kroutícím momentem  $M_{k2-1}$  (viz obr. 44) a zároveň ohybovým momentem  $M_o$  od ohybové síly  $F_2$  [N] (viz obr. 44, obr. 45) na rameni  $l_4$  [m] (viz obr. 44). Ohybová síla je vyvozena  $\frac{1}{2}$  hmotnosti převodovky  $m_{ps} = 2\,400$  kg (viz příloha B).



Obr. 44 Schéma složeného namáhání (krut + ohyb) volného konce dolních pastorků



Obr. 45 Schéma zatěžujících sil mezi pastorkem a ozubeným kolem navrženého pohonu

**Redukované namáhání volného konce pastorku (krut + ohyb)**  $\sigma_{red}$  [MPa]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \leq \sigma_{red_D} \quad [\text{MPa}] \quad (6-6)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{M_o^2}{W_o^2} + 4 \cdot \frac{M_{k2-1}^2}{W_k^2}} \leq \sigma_{red_D} \quad [\text{MPa}] \quad (6-7)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{(F_2 \cdot l_4)^2}{\left(\frac{\pi \cdot d'^3}{32}\right)^2} + 4 \cdot \frac{M_{k2-1}^2}{\left(\frac{\pi \cdot d'^3}{16}\right)^2}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad [\text{MPa}] \quad (6-8)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{(0,5 \cdot m_p \cdot g \cdot l_4)^2}{\left(\frac{\pi \cdot d'^3}{32}\right)^2} + 4 \cdot \frac{M_{k2-1}^2}{\left(\frac{\pi \cdot d'^3}{16}\right)^2}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad [\text{MPa}] \quad (6-9)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{(0,5 \cdot 2400 \cdot g \cdot 0,235)^2}{\left(\frac{\pi \cdot 0,1847^3}{32}\right)^2} + 4 \cdot \frac{55\,211,25^2}{\left(\frac{\pi \cdot 0,1847^3}{16}\right)^2}} = \underline{\underline{89,366 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_{red} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{red} = 89,366 \text{ MPa} < \frac{588 \cdot 10^6}{2} = 294 \text{ MPa}$$

→ volný konec pastorku na složené namáhání (krut + ohyb) vyhovuje.

$F_2$  – ohybová síla od ½ vlastní tíhy převodovky [N]

$M_{k2-1}$  – maximální přenášený kroutící moment 1 pastorku [N·m] →  $M_{k2-1} = \frac{1}{4} M_{k23}$

$$\rightarrow M_{k2-1} = \frac{1}{4} M_{k23} = 0,25 \cdot 220\,845 = 55\,211,25 \text{ N·m}$$

$l_4$  – vzdálenost síly  $F_2$  [N] od valivého uložení pastorku [m] –  $l_4 = 0,235 \text{ m}$  (viz příloha B)

$d'$  – průměr volného konce pastorku oslabený o drážku pro pero [m] –  $d' = 0,1847 \text{ m}$  [1]

$m_{ps}$  – celková hmotnost převodovky [kg] –  $m_p = 2\,400 \text{ kg}$  (viz příloha B)

$R_e$  – mez kluzu materiálu hřídele [MPa] –  $R_e = 588 \text{ MPa}$  (mat. 14 220) [1]

$k_s$  – statická bezpečnost [1] – volím  $k_s = 2$  [1]



## 6.5 Kontrola životnosti valivého uložení pastorku

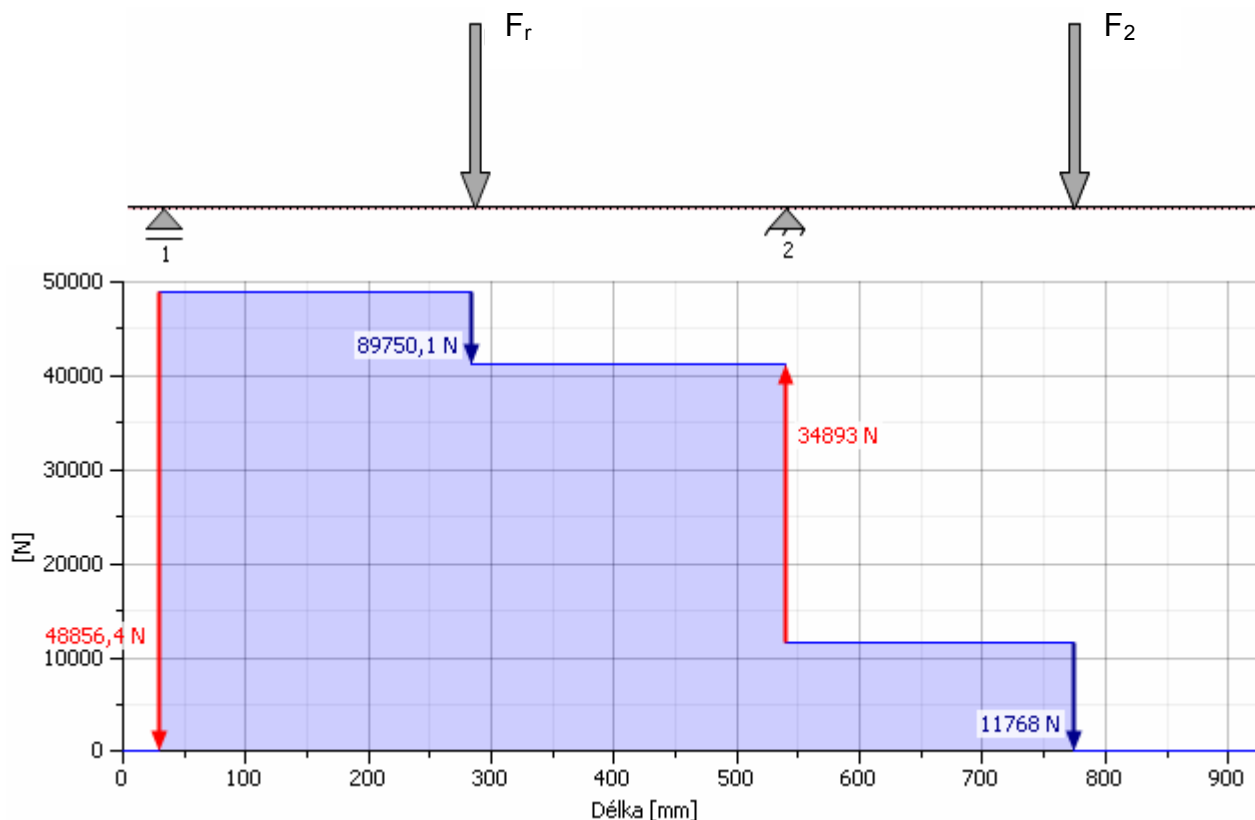
Valivé uložení pastorku tvoří dvě dvouřadá soudečková ložiska s těsněním (typ 23944-2CS, viz obr. 44, příloha F), jež jsou namáhána reakcemi (viz obr. 46) od ohybové síly  $F_2$  [N] a od radiální síly  $F_r$  [N] (viz obr. 44, obr. 45). Radiální síla, vyvozená společným záběrem velkého ozubeného kola a pastorku, působí u horních pastorků pod úhlem  $45^\circ$  (viz obr. 45) a u spodních pod úhlem  $14^\circ$  (viz obr. 45). Vzhledem k tomuto faktu budou vypočítány pomocí programu *Autodesk Inventor* reakce v ložiscích pro obě varianty zatížení dle vstupních parametrů (viz tab. 15), z nichž vyberu tu nejvyšší, která bude směrodatná pro výpočet životnosti navrženého valivého uložení (viz obr. 44).

Vstupní parametry pro výpočet jednotlivých reakcí v programu Autodesk Inventor		
Ohybová síla	$F_2$	11 768 N
Radiální síla	$F_r$	89 750 N
Vzdálenost pevné podpory od počátku	$l_2$	29 mm
Vzdálenost radiální síly od počátku	$l_2 + l_3$	$26 + 255 = 284$ mm
Vzdálenost volné podpory od počátku	$l_2 + 2 \cdot l_3$	$29 + 2 \cdot 255 = 539$ mm
Vzdálenost ohybové síly od počátku	$l_2 + 2 \cdot l_3 + l_4$	$29 + 2 \cdot 255 + 235 = 774$ mm

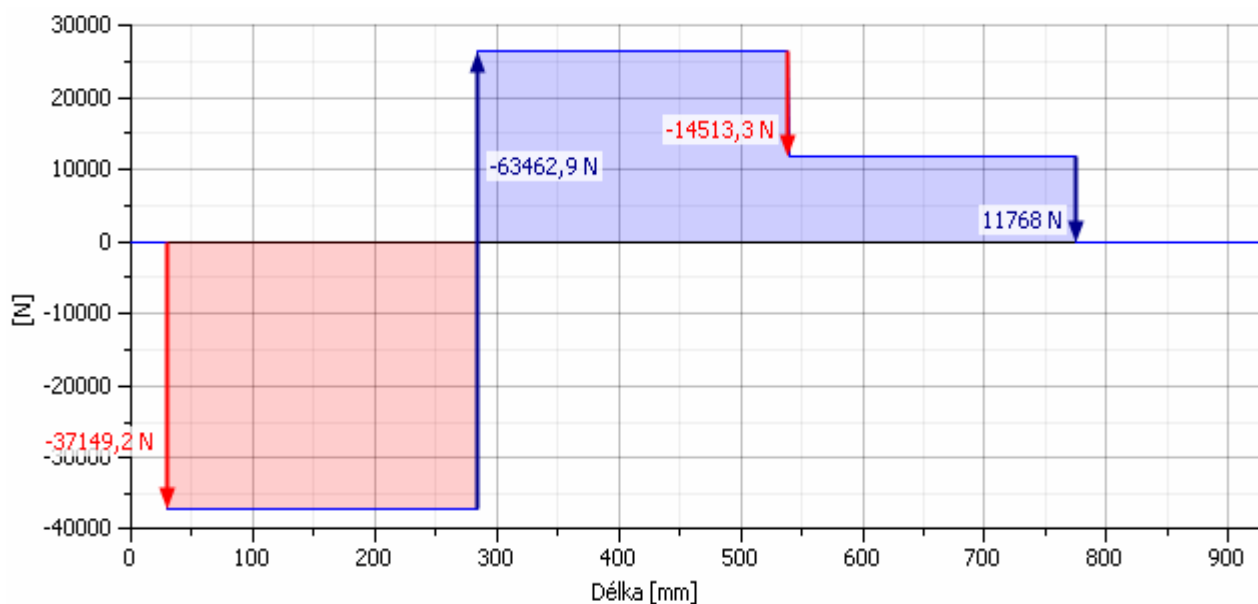
Tab. 15 Vstupní parametry pro výpočet reakcí v pastorcích

### Výpočet reakcí v horním pastorku pomocí programu Autodesk Inventor

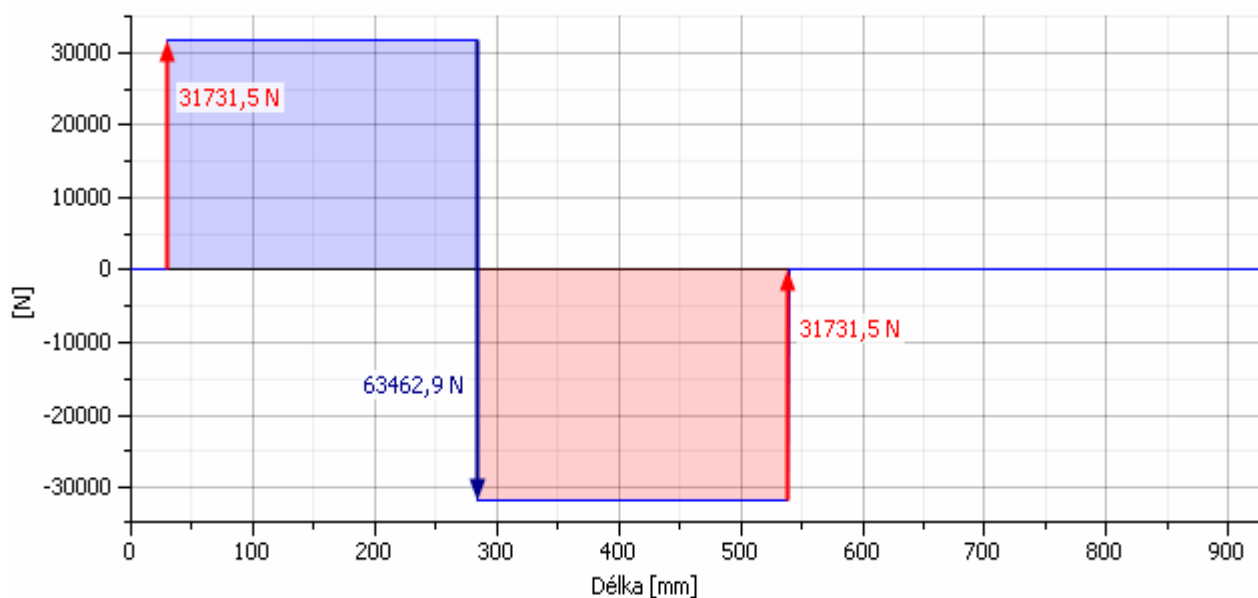
- v tomto případě působí radiální síla  $F_r$  [N] na pastorek pod úhlem  $45^\circ$  (viz obr. 45).



Obr. 46 Výsledné reakce v jednotlivých vazbách



Obr. 47 Reakce v podporách 1 a 2 v rovině YZ

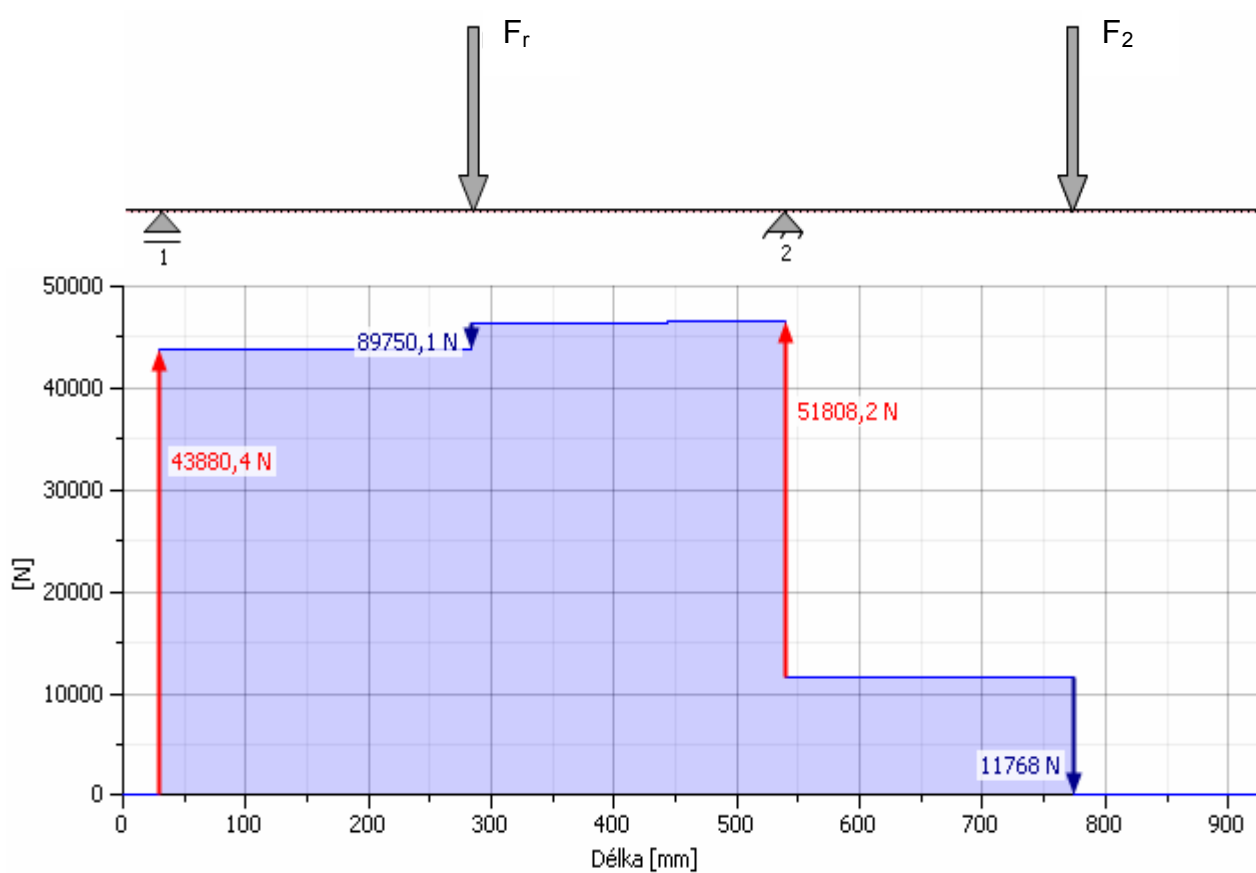


Obr. 48 Reakce v podporách 1 a 2 v rovině XZ

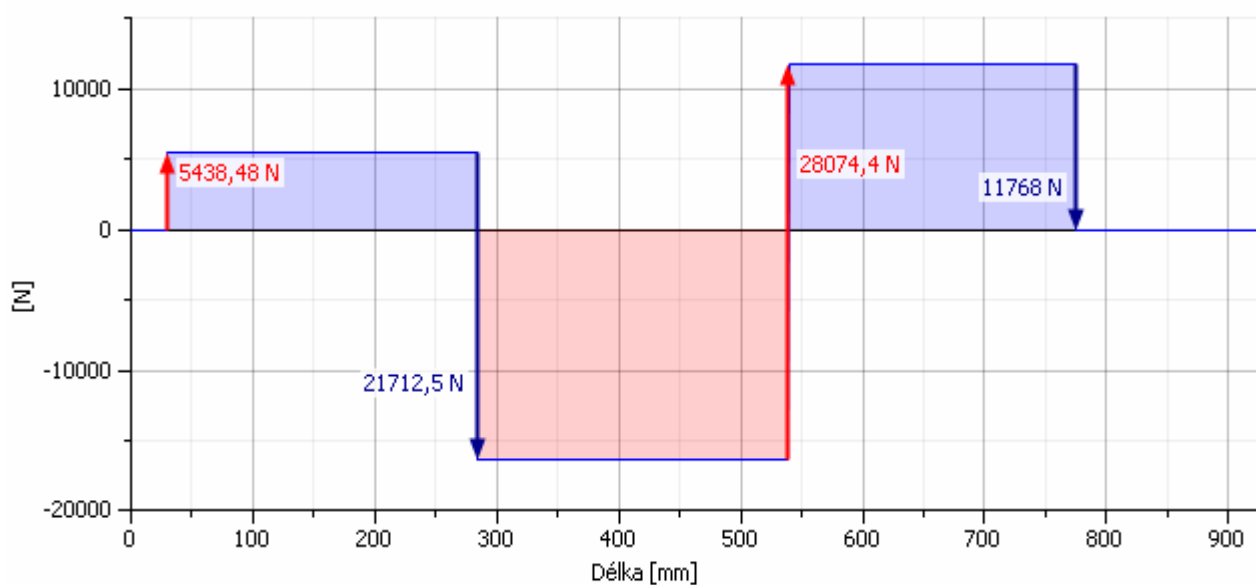
Z výsledků výpočtu celkových reakcí v podporách 1 a 2 (viz obr. 46) je patrné, že hodnota nejvyššího zatížení, od ohybové síly  $F_2$  [N] a radiální síly  $F_r$  [N], působící na pastorek pod úhlem  $45^\circ$  (viz obr. 45), je rovna 48 856,4 N.

### Výpočet reakcí v dolním pastorku pomocí programu Autodesk Inventor

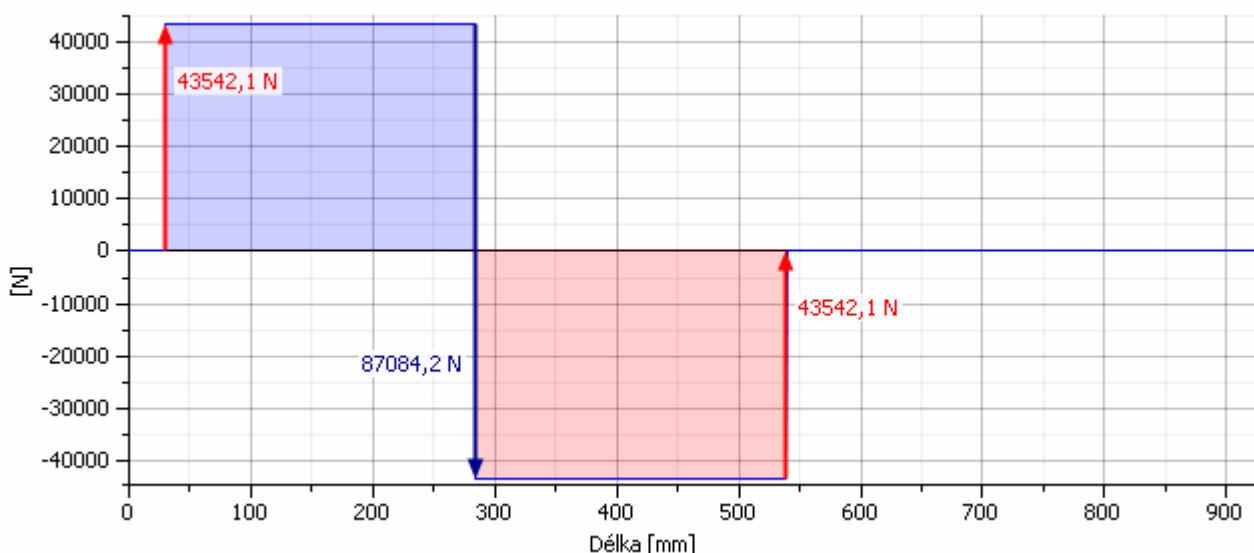
- v tomto případě působí radiální síla  $F_r$  [N] na pastorek pod úhlem  $14^\circ$  (viz obr. 45).



Obr. 49 Výsledné reakce v jednotlivých vazbách



Obr. 50 Reakce v podporách 1 a 2 v rovině YZ



Obr. 51 Reakce v podporách 1 a 2 v rovině XZ

Z výsledků výpočtu celkových reakcí v podporách 1 a 2 (viz obr. 49) je patrné, že hodnota nejvyššího zatížení, od ohybové síly  $F_2$  [N] a radiální síly  $F_r$  [N], působící na pastorek pod úhlem  $14^\circ$  (viz obr. 45), je rovna 51 808,2 N.

Po srovnání výsledků obou výpočtů vyplývá, že hodnota reakce v podporách dvouřadého soudečkového ložiska typu 23944-2CS (viz příloha F), je nejvyšší při zatížení radiální silou  $F_r$  [N] pod úhlem  $14^\circ$  a její hodnota je rovna 51 808,2 N. Pro výpočet životnosti ložiska volím hodnotu reakce v pevné podpoře pastorku rovnu 52 000 N.

#### Životnost ložiska v provozních hodinách $L_{10h}$ [N·m]

$$L_{10h} = \left( \frac{c_0}{P_0} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left( \frac{10^6}{60 \cdot n_{ks}} \right) \text{ [h]} \quad (6-10)$$

$$L_{10h} = \left( \frac{1080 \cdot 10^3}{52000} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left( \frac{10^6}{60 \cdot 0,087} \right) = \underline{\underline{4717,706 \cdot 10^6 \text{ h} > 1\,000\,000 \text{ h}}}$$

$c_0$  – základní statická únosnost ložiska [N] –  $c_0 = 1080 \cdot 10^3$  N (viz příloha F)

$P_0$  – radiální síla působící na ložisko [N] –  $P_0 = 52\,000$  N (viz reakce v dolním pastorku)

$n_{ks}$  – předpokládané maximální otáčky ložiska [ $s^{-1}$ ]

$$- n_{ks} = 0,0167 \cdot z_2/z_1 \cdot \eta_L \cdot \eta = 0,0167 \cdot 111/20 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 0,087 \text{ s}^{-1}$$

→ navržená dvouřadá soudečková ložiska typu 23944-2CS (viz příloha F) vyhovují a mají „neomezenou životnost“, která činí  $> 1\,000\,000$  provozních hodin.

## 7 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout projekčně-konstrukční řešení mechanismu nakládění kyslíkového konvertoru (o hmotnosti tavby 130 t a času potřebného pro jeho naklopení o  $90^\circ$  za 15 s), včetně variantního řešení s detailním konstrukčním propracováním poháněcí jednotky a vybraných konstrukčních uzlů.

Tento návrh vychází z rozměrového a hmotnostního návrhu nádoby konvertoru, včetně analýzy změny polohy těžiště za různých pracovních podmínek.

Při rozměrovém návrhu konvertorové nádoby jsem vycházel z proporcionální změny rozměrů nádoby stávající (hmotnost tavby 180 t) od firmy SMS DEMAG na rozměry, které odpovídají zadané hmotnosti tavby 130 t, čili na 72% původní velikosti.

Hmotnostní návrh konvertorové nádoby vychází z návrhu rozměrového, kdy jsem výslednou hmotnost získal součtem objemu jednotlivých částí konvertoru (dle 3D modelu v programu Autodesk Inventor), vynásobených danou měrnou hmotností. Celková hmotnost konvertoru bez tekuté oceli potom vychází na  $m_k = 264\,536$  kg (viz tab. 3). Výsledný rozměrový a hmotnostní návrh je součástí výkresové dokumentace (viz příloha M).

Při znalosti rozměrů a hmotností jednotlivých částí konvertoru jsem provedl analýzu změny polohy těžiště. Analýza změny polohy těžiště spočívá ve stanovení průběhu vzdálenosti průvodiče těžiště od osy rotace  $l$  [mm] (viz tab. 4), v závislosti na úhlu naklopení konvertoru  $\alpha$  [ $^\circ$ ] v jednotlivých pracovních polohách (viz graf 1), včetně celkového odporového momentu  $M_o$  [N·m] (viz graf 2). Z tabulky tohoto průběhu (viz tab. 4) a grafu (viz graf 1, graf 2) je patrné, že maximální odporový moment za normálních podmínek (bez přidavných zatížení), který musíme překonat, je  $M_o = 1\,078\,575$  N·m při naklopení konvertoru o úhel  $\alpha = 50^\circ$  směr ocel (viz obr. 11). Tato hodnota je směrodatná při návrhu pohonu.

Před samotným návrhem pohonu, jsem ze zvolené výpočtové hodnoty maximálního odporového momentu  $M_o = 1\,100\,000$  N·m navrhnul průměr nosných dutých čepů, o vnějším průměru  $D_1 = 710$  mm a vnitřním průměru  $d_1 = 300$  mm a následně jejich valivé uložení, které tvoří dvouřadá soudečková ložiska od firmy SKF typu 240/710 ECA/W33 (viz obr. 13, poz. 3, obr. 14, poz. 5, obr. 15, poz. 3, obr. 16, poz. 5, příloha D). zajištěna z jedné strany pojistnou maticí (viz obr. 14, poz. 6, příloha G) s pojistnou vložkou (viz obr. 14, poz. 9, poz. 11, poz. 13, příloha H) a z druhé strany na straně pohonu pojistným kroužkem (viz obr. 16, poz. 3) se stavěcími šrouby (viz obr. 16, poz. 8).

Mazání ložisek zajišťuje centrální mazací systém (viz příloha L), který dopravuje mazací médium (přes obvodovou mazací drážku se třemi otvory ve vnějším kroužku ložiska) do vnitřního prostoru ložiskové jednotky, jejíž těsnost zajišťuje z každé strany krycí víčko (viz obr. 14, poz. 3, poz. 4, obr. 16, poz. 4) s radiálním hřídelovým těsněním (viz obr. 14, poz. 7, obr. 16, poz. 6, příloha I, obr. 14, poz. 8, příloha J).

Ze znalosti maximálního odporového momentu konvertoru, jsem pokračoval v návrhu jeho pohon naklápění. Vycházel jsem z variantního návrhu, zaměřeného na vývoj kyslíkových konvertorů a to od jejich vzniku, kdy si v roce 1855 nechal patentovat princip výroby oceli, dmýcháním vzduchu do roztaveného železa ve sklopné válcové nádobě – konvertoru, anglický vynálezce Henry Bessemer. Po zhodnocení výhod a nevýhod každé varianty jsem zvolil poslední typ pohonu – *pohon umístěný na nosné konstrukci s torzním tlumením* (viz varianta 7., příloha O). Torzní tlumení nebylo vzhledem k rozsahu této práce dále detailně zpracováno.

Navržený pohon se potom skládá ze 4 elektromotorů o jmenovitém výkonu  $P = 30 \text{ kW}$  a jmenovitých otáčkách  $n_m = 978 \text{ min}^{-1}$  (viz obr. 31, poz. 1, obr. 32, poz. 1, příloha A), které budou přes pružnou spojku (viz obr. 31, poz. 2, obr. 32, poz. 2, příloha C) s dvojitou čelistovou brzdou (viz obr. 31, poz. 3, obr. 32, poz. 3, příloha C), čelní převodovku s převodem  $i_p = 198,32$  [1] (viz obr. 31, poz. 4, obr. 32, poz. 4, příloha B), pastorky (viz obr. 31, poz. 5, obr. 32, poz. 5) a velké ozubené kolo (viz obr. 31, poz. 6, obr. 32, poz. 6) s vzájemným převodem  $i = 5,55$  [1], přenášet kroutící moment  $M_{k3} = 1\,153\,127 \text{ [N}\cdot\text{m]}$ , potřebný pro překonání celkového odporového momentu  $M_o = 1\,100\,000 \text{ N}\cdot\text{m}$ . Tyto zvolené parametry pohonu jsou vyhovující, jelikož doba naklopení konvertoru o  $90^\circ$  je  $t_{90} = 14,9 \text{ s}$ , čili nižší, než požadovaná, tj.  $<15 \text{ s}$ . Celková sestava pohonu je součástí výkresové dokumentace (viz příloha O).

Pro pohon byla navržena ocelová konstrukce, která vychází z rozměrového návrhu ozubeného převodu a je součástí výkresové dokumentace (viz příloha N). Ozubený převod (viz obr. 31, poz. 5, poz. 6) byl navržen (viz tab. 8, tab. 9) a zkontrolován pomocí generátoru součástí v programu *Autodesk Inventor* dle normy ČSN 01 4686:1988 (viz tab. 10, tab. 11, tab. 12). Výsledná navržená šířka ozubení je  $b = 350 \text{ mm}$ , osová vzdálenost mezi pastorkem a ozubeným kolem je  $a_w = 1300 \text{ mm}$  a velikost hlavové kružnice pastorku je  $d_a = 453,06 \text{ mm}$  a velkého ozubeného kola  $d_a = 2226,345 \text{ mm}$ .

Mezi vybrané konstrukční uzly patří uchycení velkého ozubeného kola na hnané hřídeli kyslíkového konvertoru. Při jeho řešení vycházím z variantního návrhu a výběru na základě zhodnocení výhod a nevýhod jednotlivých variant, kdy jsem zvolil 2. variantu – *svěrné spojení pomocí sevření na kuželové ploše* (viz obr. 39, varianta 2.). U tohoto svěrného spojení byla vypočtena potřebná osová síla ve šroubu  $F_o = 5\,413\,400\text{ N}$ , nutná pro vyvození měrného tlaku ve spoji. Pro vyvození této osová síly je zapotřebí 12 ks šroubů M24 x 3 s počtem nosných závitů  $z = 20$  ks, dotažených utahovacím momentem  $M_U = 4\,300\text{ N}\cdot\text{m}$ .

Mezi další konstrukční uzly patří valivé uložení ocelové konstrukce rámu mechanismu naklápění, které zajišťují v tomto případě válečková ložiska s plným počtem valivých těles typ NCF 18/900 V (viz obr. 43, poz. 8, příloha E) vsazena do vymezujících kroužků (viz obr. 43, poz. 5) a zajištěna vnějšími (viz obr. 43, poz. 6) a vnitřními víčky (viz obr. 43, poz. 7) proti axiálnímu posuvu. Těsnost celého uložení zajišťují hřídelové těsnicí kroužky (viz obr. 43, poz. 11, příloha K) umístěné mezi vnějším a vnitřním víčkem na každé straně.

Dále jsem si výpočtem ověřil, že volný konec hnané hřídele (materiál 11 600) na složené namáhání (krut + ohyb), od výsledného odporového momentu  $M_o = 1\,100\,000\text{ N}$  a od vlastní tíhy mechanismu naklápění  $F_1 = 294\,200\text{ N}$ , vyhovuje. Obdobně jsem zkontroloval i navržený průměr volného konce pastorku o průměru  $d = 200\text{ mm}$  na složené namáhání (krut + ohyb) od maximálního přenášeného krouticího momentu  $M_{k2-1} = 55\,211,25\text{ N}\cdot\text{m}$  a od ohybové síly  $F_2 = 11\,768\text{ N}$ . Z výsledků vyplývá, že navržený průměr volného konce pastorku rovněž vyhovuje.

Nakonec jsem vypočítal životnost valivého uložení pastorku, tvořené dvěma dvouřadými soudečkovými ložisky s těsněním (typ 23944-2CS, viz obr. 44, příloha F), které vykazují, jako všechny předchozí valivá uložení, „neomezenou životnost“, přesahující 1 000 000 provozních hodin. Tato vysoká životnost všech navržených valivých uložení je dána hlavně nízkým počtem otáček a také vysokou statickou bezpečností jednotlivých ložisek.

## 8 Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P. Strojnické tabulky. 3. upravené a doplněné vydání Praha : Scientia, 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [2] KALÁB, K.; Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací. 1. vydání. Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] *Kyslíkový konvertor IV*. Praha : Výzkumný ústav hutnictví železa, Oborové středisko technicko – ekonomických informací, 1961, roč. 2. ST-113-1378/61
- [4] *VAI CON® Converter Technologies* [online]. Dostupné z: [http://www.industry.siemens.com/metals-mining/EN/processes/mp\\_proc\\_07\\_01.htm?node=1860](http://www.industry.siemens.com/metals-mining/EN/processes/mp_proc_07_01.htm?node=1860) [cit.2009-11-11].
- [5] *Oxygen converter refractories for basic oxygen steelmaking process* [online]. Dostupné z: <http://www.krosaki.co.jp/english/industry/refrect/tenro1.html> [cit.2009-11-11].
- [6] *Steelmaking : Basic Oxygen Steel-making* [online]. c2000. Dostupné z: <http://www.bluescopesteel.com/index.cfm?objectid=5248A606-DDF6-4E80-B74FA4A95B3F5107#BOS> [cit.2009-11-11].
- [7] *Žáruvzdorné materiály* [online]. Dostupné z: [http://www.metos.cz/allied\\_al.htm](http://www.metos.cz/allied_al.htm) [cit.2009-11-11].
- [8] *Soudečková ložiska* [online]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515077.pdf> [cit.2009-11-11].
- [9] *Trvanlivost ložiska* [online]. Dostupné z: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/calculation/calculationIndex.jsp?prodid=&maincatalogue=1&lang=cs> [cit.2009-11-11].
- [10] *Manufacture of steel* [online]. Dostupné z: <http://www.tutorvista.com/content/chemistry/chemistry-ii/chemical-compounds/steel.php> [cit.2010-02-14].
- [11] *Wikipedia The Free Encyclopedia* [online]. Dostupné z: [http://en.wikipedia.org/wiki/File:Bessemer\\_converter.jpg](http://en.wikipedia.org/wiki/File:Bessemer_converter.jpg) [cit.2010-02-15].
- [12] *Davis town museum* [online]. Dostupné z: <http://www.davistownmuseum.org/BioPics/BessemerConverter.jpg> [cit.2010-02-15].



- [13] *Google Patents* [online]. Dostupné z:  
<http://www.google.com/patents?id=X01jAAAAEBAJ&printsec=drawing&zoom=4&view=1#v=onepage&q&f=false> [cit.2010-02-15].
- [14] *Učební texty VŠB – katedra 340* [online]. Dostupné z:  
<http://www.340.vsb.cz/page.php?pg=studium> [cit.2010-02-17].
- [15] *Google Patents* [online]. Dostupné z:  
<http://www.google.com/patents?id=LBRKAAAAEBAJ&printsec=drawing&zoom=4&view=1#v=onepage&q&f=false> [cit.2010-02-17].
- [16] *Google Patents* [online]. Dostupné z:  
<http://www.google.com/patents?id=ILlhAAAAEBAJ&printsec=drawing&zoom=4&view=1#v=onepage&q&f=false> [cit.2010-02-17].
- [17] *Google Patents* [online]. Dostupné z:  
<http://www.google.com/patents?id=2bZpAAAAEBAJ&printsec=drawing&zoom=4#v=onepage&q&f=false> [cit.2010-02-17].
- [18] *Google Patents* [online]. Dostupné z:  
<http://www.google.com/patents?id=1DUyAAAAEBAJ&printsec=drawing&zoom=4#v=onepage&q&f=false> [cit.2010-02-17].
- [19] Folta, Zdeněk. *Ozubení pevnost* [online]. Dostupné z:  
[http://www.347.vsb.cz/staff/folta/CaMS\\_III/Prednasky/P3\\_07\\_Ozubeni\\_pevnost\\_2009-11-10.zip](http://www.347.vsb.cz/staff/folta/CaMS_III/Prednasky/P3_07_Ozubeni_pevnost_2009-11-10.zip) [cit.2009-12-09].
- [20] *Čelní ozubení s příkými a šikmými zuby* [online]. Dostupné z:  
<http://www.mitcalc.com/doc/gear1/help/cz/gear1txt.htm> [cit.2010-03-20].
- [21] *Katalog trojfázových asynchronních motorů s rotorem nakrátko řady 1LG4, 1LG6* [online]. Dostupné z: <http://www1.siemens.cz/ad/current/file.php?fh=cfe71ae7f8&aid=2012199&PHPSESSID=58ccf3e8fd56f6625d4f24ef220b334e> [cit.2009-03-20].
- [22] *Paralelní, ploché převodovky* [online]. Dostupné z: [http://www.motorgear.cz/userfiles/file/01\\_paralelni-ploche-prevodovky.pdf](http://www.motorgear.cz/userfiles/file/01_paralelni-ploche-prevodovky.pdf) [cit.2009-03-20].
- [23] *Dvojité čelistové brzdy* [online]. Dostupné z:  
<http://www.sarcz.cz/Download/GALVI%20brzdy%20-%20katalog%20komplet.pdf> [cit.2009-03-20].
- [24] *Soudečková ložiska* [online]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515077.pdf> [cit.2009-03-20].

- [25] *Válečková ložiska s plným počtem valivých těles* [online]. Dostupné z: <<http://www.skf.com/files/512452.pdf>> [cit.2009-03-22].
- [26] *Příslušenství ložisek* [online]. Dostupné z: <<http://www.skf.com/files/516001.pdf>> [cit.2009-03-20].
- [27] *Hřídelové těsnící kroužky* [online]. Dostupné z: <[http://www.skf.com/portal/skf\\_cz/home/products?contentId=261108&lang=cs](http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=261108&lang=cs)> [cit.2009-12-10].

## **9 Seznam příloh**


Příloha A	Technická data elektromotoru Siemens typu 1LG4 223/6AA
Příloha B	Technická data čelní převodovky typu PD100S200
Příloha C	Technická data čelist'ové brzdy typu NV.500.Ed 201/06 včetně pružné spojky
Příloha D	Technická data navrženého ložiska typu 240/710 ECA/W33
Příloha E	Technická data navrženého ložiska typu NCF 18/900 V
Příloha F	Technická data navrženého ložiska typu 23944-2CS
Příloha G	Technická data pojistné matice typu HM 30/710
Příloha H	Technická data pojistné vložky typu MS 30/710
Příloha I	Technická data hřídelového těsnění typu CR 760x800x20 HDS1 V
Příloha J	Technická data hřídelového těsnění typu CR 2600330
Příloha K	Technická data hřídelového těsnění typu CR 950x980x18 HDS1 R
Příloha L	Technická data centrálního mazacího systému ložiskových jednotek
Příloha M	Sestavný výkres 1 x A0 (viz PUT012-A0-1)
Příloha N	Sestavný výkres 1 x A0 (viz PUT012-A0-2)
Příloha O	Sestavný výkres 1 x A0 (viz PUT012-A0-3)

# Motory s rotorem nakrátko

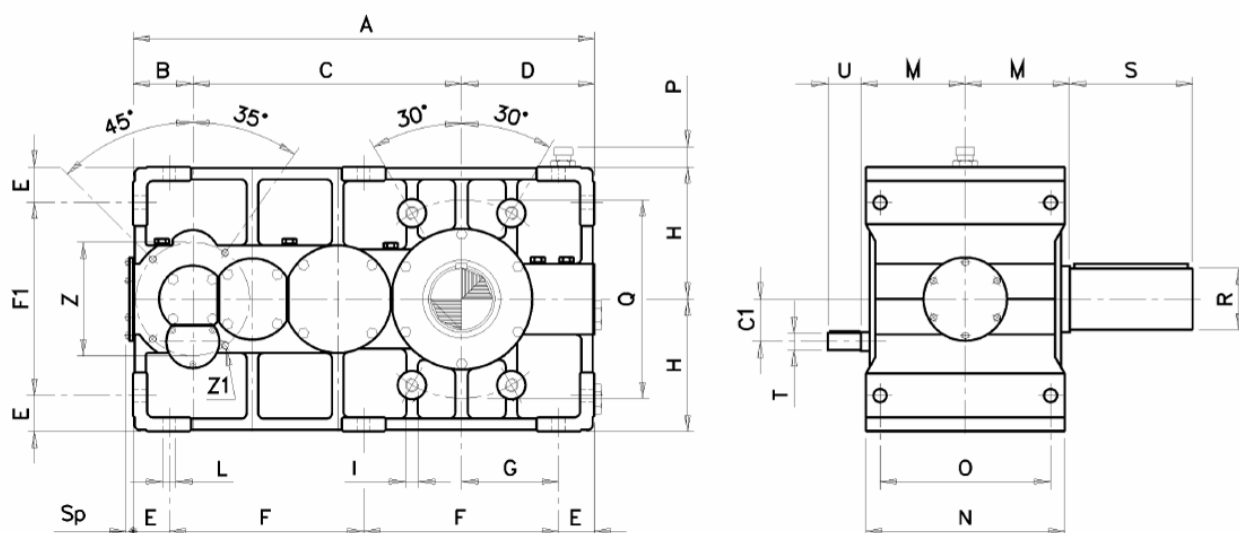
## Motory 1LG4 - základní řada

Motory šetřící energii - „Zvýšená účinnost“ podle CEMEP,  
stupeň ochrany krytem IP55, tepelná třída izolace F, 400 V, 50 Hz

### Technická data pro výběr a objednávání

Jmeno- vitý výkon	Velikost	Objednací číslo  Zkrácené označení (číslice) pro napětí a tvar viz tabulka níže	Třída účinnosti	Jmeno- vité otáčky	Účinnost $\eta$ při 4/4 3/4 jmenovitého výkonu	Účinník $\cos \varphi$ při 4/4 3/4 jmenovitého výkonu	Jmeno- vitý proud při 400 V	Jmeno- vitý moment	Poměrný záběrný moment při přímém momentu	Poměrný záběrný proud spouštění na síť v násobcích jmenovitého proudu	Poměrný moment zvratu	Momen- tová třída KL	Momen- tové pásmo viz strana 2/12	Moment setrvač- nosti J	Hmotnost  Tvar IM B3  cca	
kW				min <sup>-1</sup>	%	%	A	Nm	-	-	-		kgm <sup>2</sup>	kg		
3000 min <sup>-1</sup> , 2 pólové, 50 Hz																
22	180 M	1LG4 183-2AA.. <sup>1)</sup> 2	2945		91,6	91,6	0,86	0,82	40,5	71	2,5	6,4	3,4	16	2	0,068 145
30	200 L	1LG4 206-2AA.. <sup>1)</sup> 2	2950		91,8	91,9	0,88	0,85	54	97	2,3	6,5	3,0	16	2	0,129 205
37	200 L	1LG4 207-2AA.. <sup>1)</sup> 2	2955		92,9	93,2	0,89	0,86	65	120	2,5	7,2	3,3	16	2	0,153 225
45	225 M	1LG4 223-2AA.. <sup>1)</sup> 2	2960		93,6	93,9	0,88	0,85	79	145	2,4	6,7	3,1	16	14	0,217 285
55	250 M	1LG4 253-2AB.. <sup>1)</sup> 2	2970		93,6	93,8	0,88	0,86	96	177	2,1	6,7	3,1	13	14	0,403 375
75	280 S	1LG4 280-2AB.. <sup>1)</sup> 2	2975		94,5	94,3	0,88	0,84	130	241	2,5	7,5	3,1	13	14	0,715 500
90	280 M	1LG4 283-2AB.. <sup>1)</sup> 2	2975		95,1	95,2	0,89	0,87	154	289	2,6	7,2	3,1	13	14	0,832 540
110	315 S	1LG4 310-2AB.. <sup>1)</sup> 2	2982		94,6	93,8	0,88	0,86	190	352	2,4	7,2	3,1	13	4	1,19 720
132	315 M	1LG4 313-2AB.. <sup>1)</sup> 2	2982		95,1	94,8	0,90	0,89	225	423	2,4	6,9	3,0	13	4	1,39 775
160	315 L	1LG4 316-2AB.. <sup>1)</sup> 2	2982		95,5	95,3	0,91	0,89	265	512	2,4	7,0	3,0	13	4	1,62 900
200	315 L	1LG4 317-2AB.. <sup>1)</sup> 2	2982		95,9	95,8	0,92	0,91	325	641	2,3	6,7	2,9	13	4	2,09 1015
1500 min <sup>-1</sup> , 4 pólové, 50Hz																
18,5	180 M	1LG4 183-4AA.. <sup>1)</sup> 2	1465		90,4	90,8	0,84	0,77	35	121	2,4	6,7	3,1	16	3	0,099 140
22	180 L	1LG4 186-4AA.. <sup>1)</sup> 2	1465		91,0	91,5	0,84	0,78	41,5	143	2,5	6,9	3,2	16	3	0,117 155
30	200 L	1LG4 207-4AA.. <sup>1)</sup> 2	1465		91,6	92,0	0,85	0,80	56	196	2,5	6,7	3,4	16	3	0,191 205
37	225 S	1LG4 220-4AA.. <sup>1)</sup> 2	1475		92,2	92,6	0,85	0,82	68	240	2,5	6,7	3,1	16	3	0,374 265
45	225 M	1LG4 223-4AA.. <sup>1)</sup> 2	1475		93,1	93,6	0,86	0,83	81	291	2,7	7,2	3,2	16	3	0,447 300
55	250 M	1LG4 253-4AA.. <sup>1)</sup> 2	1480		93,5	93,8	0,85	0,82	100	355	2,4	6,1	2,8	16	4	0,688 390
75	280 S	1LG4 280-4AA.. <sup>1)</sup> 2	1485		94,2	94,1	0,85	0,80	136	482	2,5	7,1	3,0	16	14	1,19 535
90	280 M	1LG4 283-4AA.. <sup>1)</sup> 2	1485		94,6	94,6	0,86	0,82	160	579	2,5	7,4	3,0	16	14	1,39 580
110	315 S	1LG4 310-4AA.. <sup>1)</sup> 2	1488		94,6	94,6	0,85	0,82	198	706	2,5	6,4	2,8	16	4	1,94 730
132	315 M	1LG4 313-4AA.. <sup>1)</sup> 2	1488		95,2	95,2	0,85	0,82	235	847	2,7	6,8	2,9	16	4	2,31 810
160	315 L	1LG4 316-4AA.. <sup>1)</sup> 2	1486		95,7	95,8	0,86	0,85	280	1028	2,7	6,8	2,8	16	4	2,88 955
200	315 L	1LG4 317-4AA.. <sup>1)</sup> 2	1486		95,9	96,2	0,88	0,86	340	1285	2,6	6,5	2,8	16	4	3,46 1060
1000 min <sup>-1</sup> , 6 pólové, 50Hz																
15	180 L	1LG4 186-6AA.. <sup>1)</sup> 2	965		88,9	90,3	0,83	0,79	29,5	148	2,3	5,3	2,5	16	9	0,175 150
18,5	200 L	1LG4 206-6AA.. <sup>1)</sup> 2	975		89,8	90,2	0,81	0,76	36,5	181	2,5	5,6	2,5	16	9	0,238 195
22	200 L	1LG4 207-6AA.. <sup>1)</sup> 2	975		90,3	91,0	0,81	0,78	43,5	215	2,6	5,7	2,5	16	9	0,287 205
30	225 M	1LG4 223-6AA.. <sup>1)</sup> 2	978		91,8	92,8	0,83	0,79	57	293	2,7	5,6	2,5	16	4	0,492 280
37	250 M	1LG4 253-6AA.. <sup>1)</sup> 2	980		92,3	93,0	0,83	0,79	70	361	2,7	6,0	2,3	16	4	0,762 370
45	280 S	1LG4 280-6AA.. <sup>1)</sup> 2	985		92,4	93,1	0,85	0,81	83	436	2,4	6,1	2,4	16	4	1,12 475
55	280 M	1LG4 283-6AA.. <sup>1)</sup> 2	985		92,7	93,3	0,86	0,82	100	533	2,5	6,3	2,5	16	4	1,37 510
75	315 S	1LG4 310-6AA.. <sup>1)</sup> 2	988		93,5	93,7	0,84	0,78	138	725	2,5	6,5	2,8	16	4	2,10 685
90	315 M	1LG4 313-6AA.. <sup>1)</sup> 2	988		93,9	94,2	0,84	0,80	164	870	2,6	6,8	2,9	16	4	2,50 750
110	315 L	1LG4 316-6AA.. <sup>1)</sup> 2	988		94,3	94,6	0,86	0,82	196	1063	2,5	6,8	2,9	16	4	3,20 890
132	315 L	1LG4 317-6AA.. <sup>1)</sup> 2	988		94,8	95,0	0,86	0,82	235	1276	3,1	7,3	3,0	16	4	4,02 980
750 min <sup>-1</sup> , 8 pólové, 50Hz																
11	180 L	1LG4 186-8AB.. <sup>1)</sup> 2	725		87,5	88,3	0,73	0,68	25	145	1,7	4,2	2,1	13	13	0,169 150
15	200 L	1LG4 207-8AB.. <sup>1)</sup> 2	725		87,7	88,4	0,76	0,71	32,5	198	2,2	4,9	2,6	13	13	0,290 205
18,5	225 S	1LG4 220-8AB.. <sup>1)</sup> 2	730		89,4	90,4	0,78	0,72	38,5	242	2,3	5,5	2,7	13	2	0,482 270
22	225 M	1LG4 223-8AB.. <sup>1)</sup> 2	730		89,7	90,7	0,79	0,72	45	288	2,3	5,6	2,8	13	2	0,551 290
30	250 M	1LG4 253-8AB.. <sup>1)</sup> 2	730		91,4	92,2	0,81	0,76	58	392	2,3	5,5	2,6	13	4	0,837 385
37	280 S	1LG4 280-8AB.. <sup>1)</sup> 2	735		92,0	92,8	0,81	0,78	72	481	2,2	5,0	2,1	13	4	0,11 475
45	280 M	1LG4 283-8AB.. <sup>1)</sup> 2	735		92,4	93,3	0,81	0,78	87	585	2,2	5,1	2,1	13	4	1,35 515
55	315 S	1LG4 310-8AB.. <sup>1)</sup> 2	740		93,0	93,4	0,81	0,76	106	710	2,2	5,8	2,6	13	14	2,08 680
75	315 M	1LG4 313-8AB.. <sup>1)</sup> 2	738		93,3	94,0	0,83	0,79	140	971	2,2	5,7	2,6	13	14	2,48 745
90	315 L	1LG4 316-8AB.. <sup>1)</sup> 2	738		93,4	94,0	0,83	0,79	168	1165	2,2	5,8	2,7	13	14	3,14 865
110	315 L	1LG4 317-8AB.. <sup>1)</sup> 2	738		94,0	94,4	0,83	0,78	205	1423	2,4	6,1	2,8	13	14	3,95 1020

1) Pro síťové napětí 230 V jsou  
nutné paralelní přívody.



Vel. Size	A	B	C	C1	D	E	F	F1	G	H	I	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	Z	Z1	Sp
100	1390	180	810	125	400	93	602	614	307	400	M39	36	310	600	520	25	640	200	350	45	90	320	M18	18
110	1562	200	912	140	450	100	681	700	350	450	M42	39	375	710	620	25	730	220	390	50	100	350	M18	22

## Čelní převodovky

Řada P - jmenovité výkony [kW]

## Helical units

P series - nominal power rating [kW]

		Velikost Size																			
$i_N$	$n_1$ $n_2$ $\text{min}^{-1}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160				
200	1500	7.5	3.2	4.4	6.5	9	13	18	24	37	52	73	103	142	196	291	416	575			
	1000	5	2.1	2.9	4.3	6	8.5	12	16	24	35	49	68	95	130	194	278	384			
	750	3.8	1.6	2.2	3.3	4.5	6.4	8.8	12	18	26	36	51	71	98	145	208	288			



## Čelní převodovky

Řada P - výstupní kroutící momenty  $TN_2$  [Nm]

## Helical units

P series - nominal output torques  $TN_2$  [Nm]

		Velikost Size																			
$i_N$		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160				
200		3800	5200	7500	10500	15000	21000	30000	42600	59900	84800	120000	170000	240000	340000	479000	670000				

Řada P - přesné převodové poměry

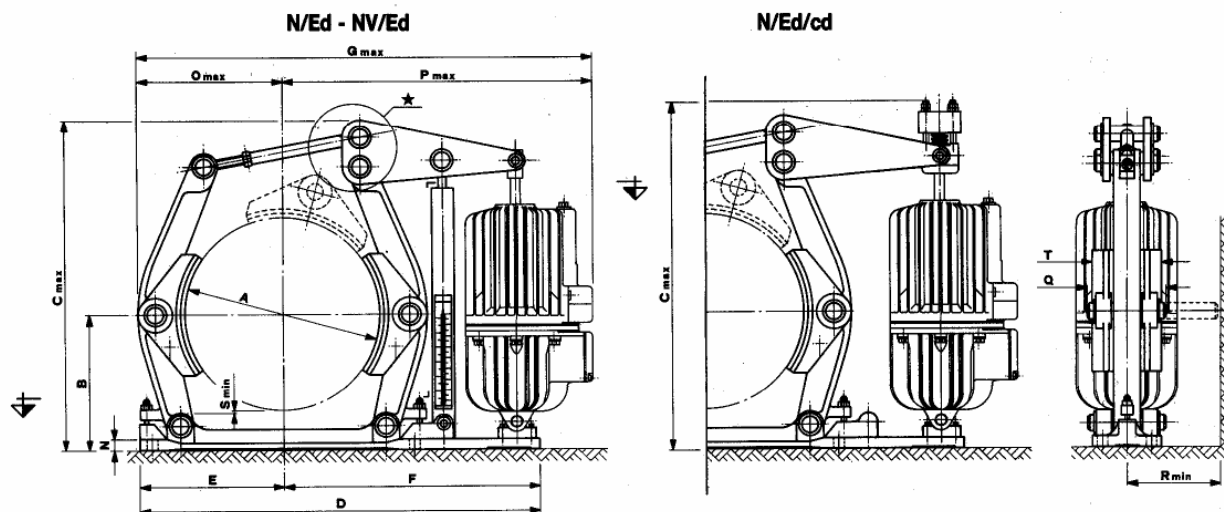
P series - actual ratios

		Velikost Size																			
$i_N$		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160				
200		201.27	202.53	195.97	198.32	199.29	203.91	208.84	199.28	195.97	198.32	199.29	203.91	208.84	199.28	195.97	198.32				

# DVOJITÉ ČELISTŮVÉ BRZDY

N/Ed – NV/Ed – N/Ed/cd

podle DIN 15435 s elektrohydraulickým ELDRO-servopohonem EMG



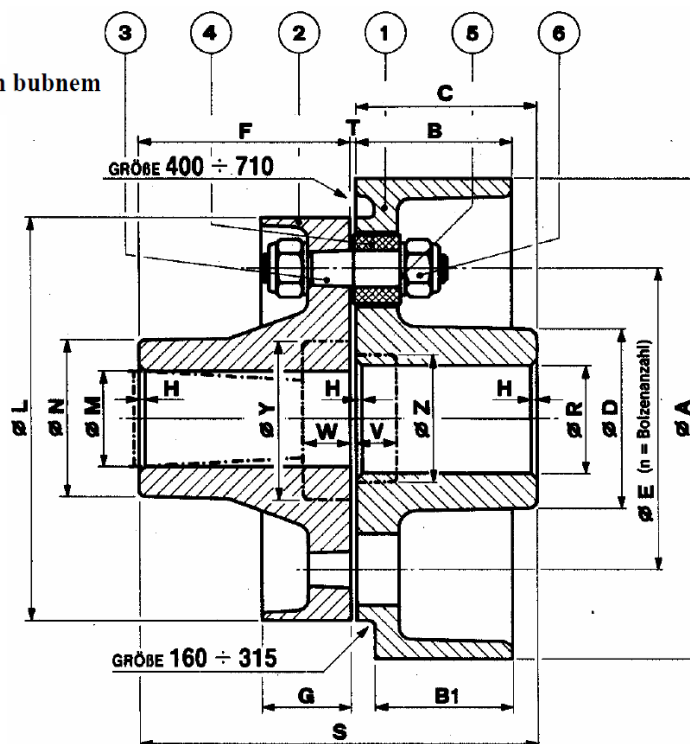
Bremsen-Typ	M <sub>B</sub> max μ=0,42 (daN-m)	A	B	C max Ed	Ed/cd	D	E	F	G max	H	I	L	M	N	O max	P max	Q	R min	S min	T DIN- Beck.	T <sup>(1)</sup> breite Beck.	V	Masse <sup>(2)</sup> (kg)
N(NV).500.Ed(Ed/cd). 50/06	26÷102			824	860				1102							740						195	133
N(NV).500.Ed(Ed/cd). 80/06	34÷163			824	875				1102							740						195	133
N(NV).500.Ed(Ed/cd)121/06	45÷255	500	340	824	911	1030	360	670	1093	325	130	180	22	24	362	731	195	236	3	180	270	240	124
N(NV).500.Ed(Ed/cd)201/06	60÷408			824	911				1093							731						240	124

## PRUŽNÉ SPOJKY

GD – GL

S brzdovým bubnem podle

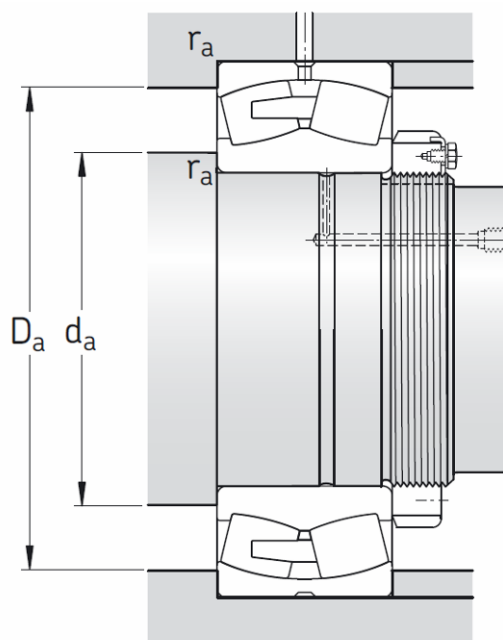
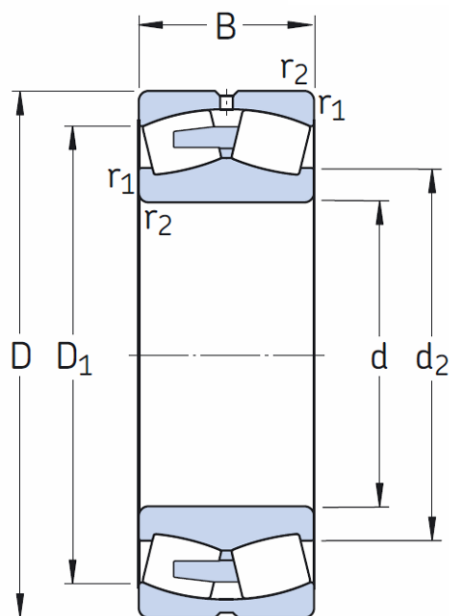
DIN 1543 a širokým brzdovým bubnem



Kupplungstyp		M e max (daN-m)	A	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	C	D	E	F	G	L h9	M max Roh- maß	N	P	Q	R max Roh- maß	S	T	V	W	Y	Z	n	(2) (kg·m <sup>2</sup> )		Masse(2) (kg)	
GD	GL																								GD	GL	GD	GL
GD500.1	GL500.1	630	500	190	—	280	190	160	315	180	80	425	56 90	160	20	4	56 100	376	6	30	60	120	110	6	4,91	6,13	172	195

Příloha C Technická data čelistové brzdy typu NV.500.Ed201/06 včetně pružné spojky [23]

## Soudečková ložiska d 670 – 800 mm

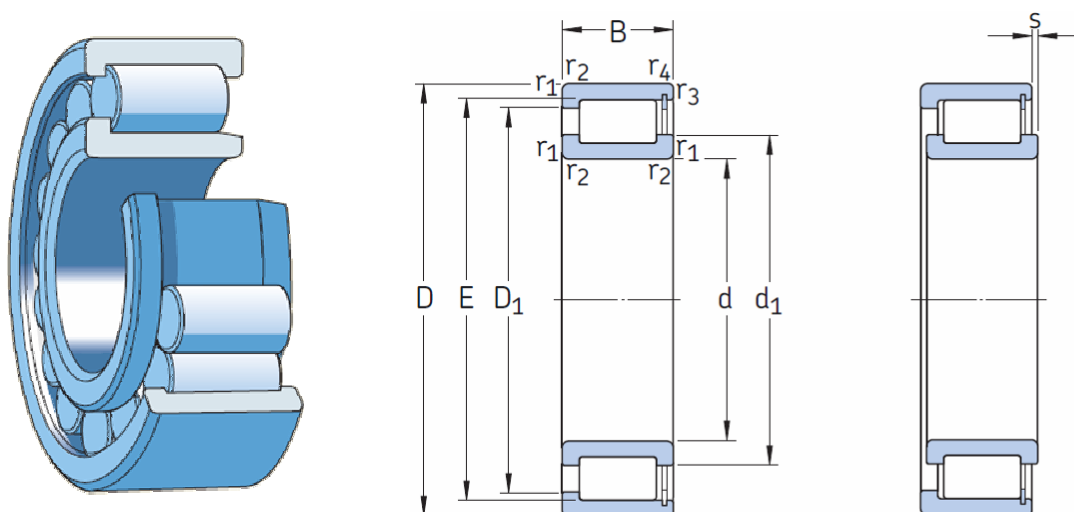


Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní	Připustné		Hmot-	Označení Ložisko s válcovou dírou
d	D	B	dyna- mická C	sta- tická C <sub>0</sub>	únarové zatížení P <sub>u</sub>	otáčky Refe- renční otáčky	Mezní otáčky	nost	
mm			kN		kN	min <sup>-1</sup>		kg	–
710	870	118	2 580	7 500	500	340	670	153	238/710 CAMA/W20
	950	180	5 600	12 000	765	340	600	365	* 239/710 CA/W33
	950	243	6 800	15 600	930	300	500	495	* 249/710 CA/W33
	1 030	236	8 300	16 300	1 000	320	560	670	* 230/710 CA/W33
	1 030	315	10 400	22 000	1 370	280	450	895	* 240/710 ECA/W33

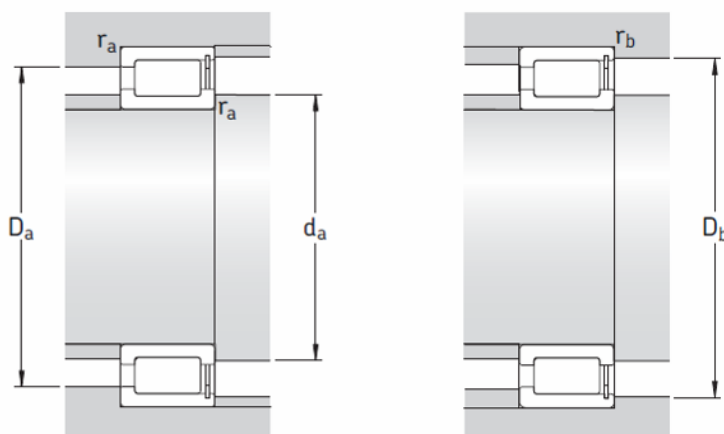
Rozměry						Připojovací rozměry			Výpočtové součinitele		
d	d <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	b	K	r <sub>1,2</sub> min	d <sub>a</sub> min	D <sub>a</sub> max	r <sub>a</sub> max	e	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>
mm						mm			–		
710	762	826	–	12	4	725	855	3	0,11	6,1	9,1
	788	882	22,3	12	6	733	927	5	0,17	4	5,9
	792	868	22,3	12	6	733	927	5	0,22	3	4,6
	814	941	22,3	12	7,5	738	1 002	6	0,21	3,2	4,8
	807	918	22,3	12	7,5	738	1 002	6	0,27	2,5	3,7

# Jednořadá válečková ložiska s plným počtem valivých těles

## d 710 – 1 120 mm



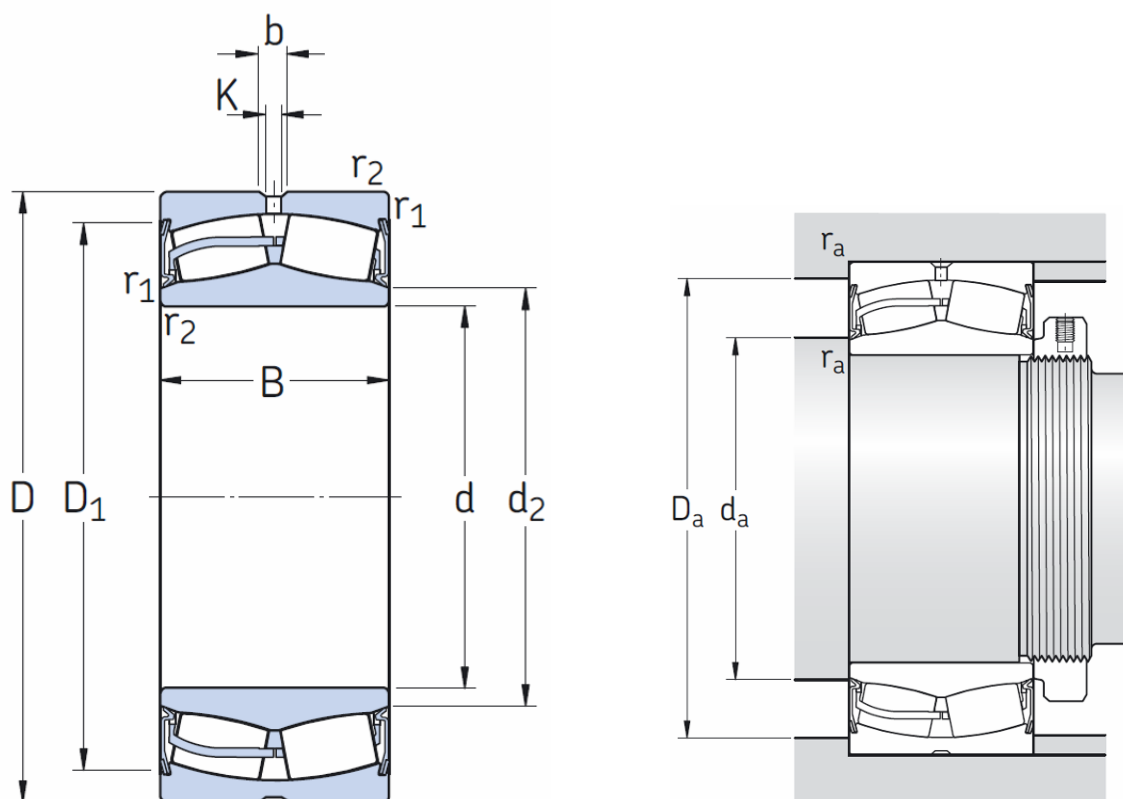
Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní únavové zatížení $P_u$	Přípustné otáčky		Hmot- nost	Označení
d	D	B	dyna- mická C	sta- tická $C_0$		Referenč- ní otáčky	Mezní otáčky		
mm			kN		kN	$\text{min}^{-1}$		kg	–
900	1 090	85	2 380	6 000	425	190	240	160	NCF 18/900 V



Rozměry							Připojovací rozměry					
d	d <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	E	r <sub>1,2</sub>	r <sub>3,4</sub>	s <sup>1)</sup>	d <sub>a</sub>	d <sub>as</sub> <sup>2)</sup>	D <sub>a</sub>	D <sub>b</sub>	r <sub>a</sub>	r <sub>b</sub>
mm				min	min		min		max	max	max	max
900	966	1 029	1 044	5	5	9	918	957	1 072	1 072	4	4



## Soudečková ložiska s těsněním d 110 – 220 mm

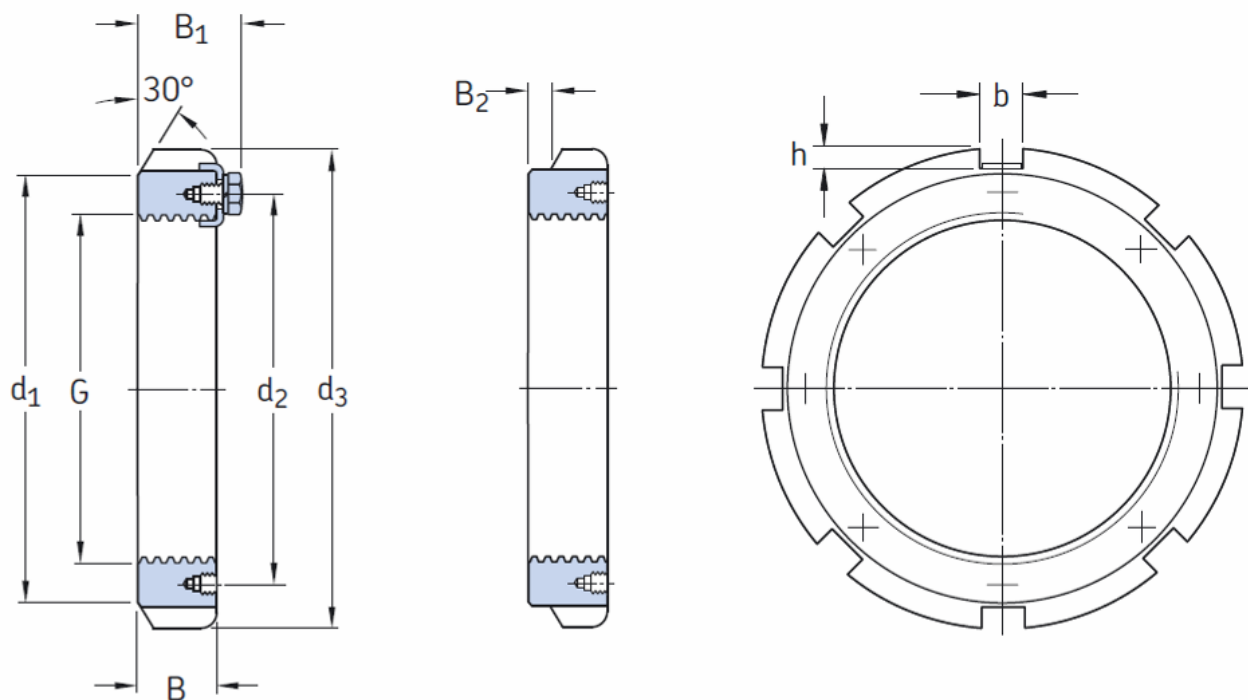


Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní únavové zatížení	Mezní otáčky	Hmotnost	Označení	
d	D	B	dynamická C	statická C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>				
mm			kN		kN	min <sup>-1</sup>	kg	–	
220	300	60	546	1 080	93	600	12,5	<b>23944-2CS</b>	

Rozměry						Připojovací rozměry				Výpočtové součinitele			
d	d <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	b	K	r <sub>1,2</sub> min	d <sub>a</sub> min	d <sub>a</sub> max	D <sub>a</sub> max	r <sub>a</sub> max	e	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>0</sub>
mm						mm				–			
220	238	284	8,3	4,5	2,1	231	238	289	2	0,15	4,5	6,7	4,5

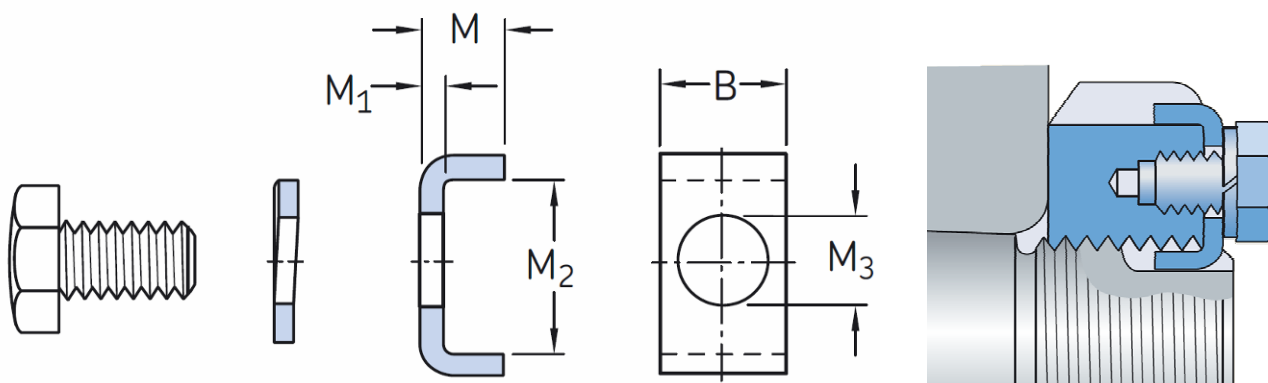
# Pojistné matice HM(E) s pojistnou vložkou Tr 220×4 – Tr 950×8



Rozměry									Hmot- nost	Označení Pojistná matice bez pojistné vložky	Odpovídající pojistná vložka	klíč
G	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	b	h				
mm									kg	–		
Tr 500×5	550	523	580	68	85	–	36	15	33,5	HM 30/500	MS 30/500-96	TMFN 80-500
	550	523	580	68	85	8	36	15	33,5	HME 30/500	MS 30/500-96	TMFN 80-500
	580	540	630	80	100	–	40	23	63,5	HM 31/500	MS 31/500	TMFN 80-500
Tr 530×6	590	558	630	68	90	–	40	20	42,5	HM 30/530	MS 30/600-530	TMFN 500-600
	610	575	670	80	105	–	40	23	71,5	HM 31/530	MS 31/530	TMFN 500-600
Tr 560×6	610	583	650	75	97	–	40	20	44,5	HM 30/560	MS 30/560	TMFN 500-600
	610	583	650	75	97	12	40	20	44,5	HME 30/560	MS 30/560	TMFN 500-600
	650	608	710	85	110	–	45	25	86,5	HM 31/560	MS 31/600-560	TMFN 500-600
Tr 600×6	660	628	700	75	97	–	40	20	52,5	HM 30/600	MS 30/600-530	TMFN 500-600
	660	628	700	75	97	12	40	20	52,5	HME 30/600	MS 30/600-530	TMFN 500-600
	690	648	750	85	110	–	45	25	91,5	HM 31/600	MS 31/600-560	TMFN 500-600
Tr 630×6	690	658	730	75	97	–	45	20	55,0	HM 30/630	MS 30/630	TMFN 500-600
	730	685	800	95	120	–	50	28	125	HM 31/630	MS 31/630	TMFN 600-750
Tr 670×6	740	703	780	80	102	–	45	20	68,5	HM 30/670	MS 30/670	TMFN 600-750
	775	730	850	106	131	–	50	28	155	HM 31/670	MS 31/670	TMFN 600-750
Tr 710×7	780	742	830	90	112	–	50	25	91,5	HM 30/710	MS 30/710	TMFN 600-750

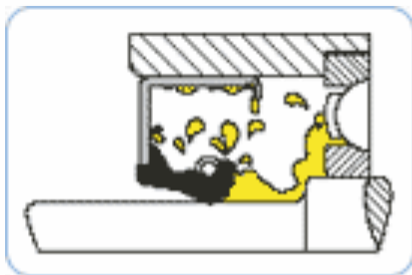
## Pojistné vložky MS

### B 20 – 70 mm

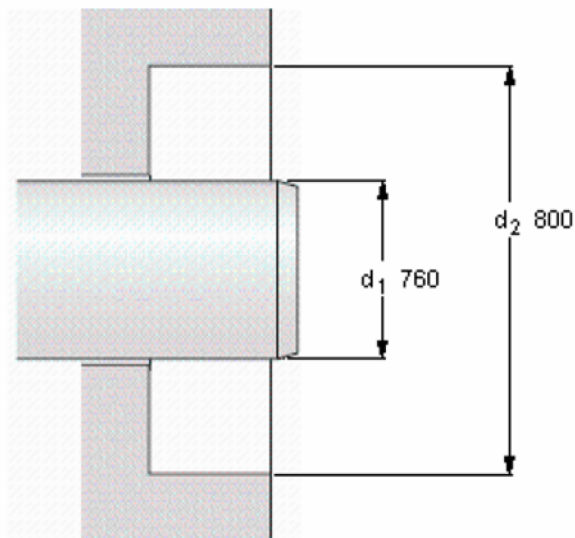


Rozměry					Hmot- nost	Označení Pojistná vložka	Příslušný šroub se šestihran- nou hlavou	podložka podle DIN 128
B	M	M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>				
mm					kg	–		
20	12	4	13,5	7	0,022	MS 3044	M 6×12	A 6
	12	4	17,5	9	0,024	MS 3052-48	M 8×16	A 8
24	12	4	17,5	9	0,030	MS 3056	M 8×16	A 8
	12	4	20,5	9	0,033	MS 3060	M 8×16	A 8
	15	5	21	9	0,046	MS 3068-64	M 8×16	A 8
28	15	5	20	9	0,051	MS 3072	M 8×16	A 8
	15	5	24	12	0,055	MS 3080-76	M 10×20	A 10
32	15	5	24	12	0,063	MS 3084	M 10×20	A 10
	15	5	28	14	0,067	MS 3092-88	M 12×25	A 12
36	15	5	28	14	0,076	MS 30/500-96	M 12×25	A 12
40	21	7	29	18	0,15	MS 30/560	M 16×30	A 16
	21	7	34	18	0,14	MS 30/600-530	M 16×30	A 16
45	21	7	34	18	0,17	MS 30/630	M 16×30	A 16
	21	7	39	18	0,19	MS 30/670	M 16×30	A 16
50	21	7	39	18	0,21	MS 30/710	M 16×30	A 16

## Hřídelové těsnící kroužky



Zadržují mazací médium



### Radial shaft seals, metallic outside diameter

Dimensions			Pressure differential		Designation
Shaft	Bore	Nominal seal width			
d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	b			
mm			-	-	MPa
760	800	20	HDS1	V	0,1
CR 760x800x20 HDS1 V					

#### Permissible operating temperature [°C / °F]

min	max
-40 / -40	200 / 392
	short periods
	220 / 428

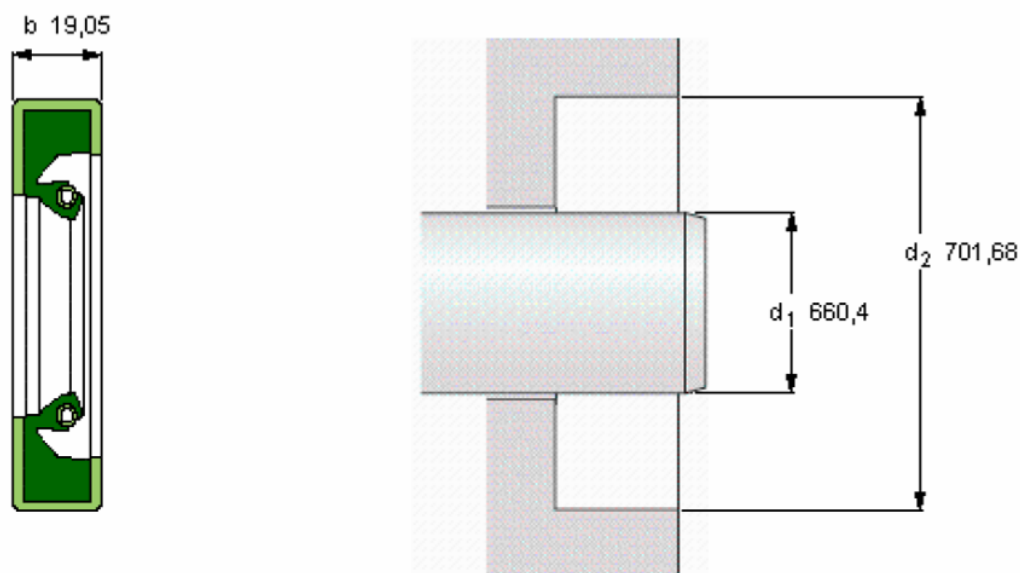
#### Rotational speed [r/min]

628
at circumferential speed [m/s / ft/s]
25 / 82

#### Pressure differential [MPa / psi]

0,1 / 14,5

See also "Permissible speeds" and "Chemical and thermal resistance"



## Radial shaft seals, metallic outside diameter

Dimensions			Pressure differential		Designation
Shaft	Bore	Nominal seal width			
$d_1$	$d_2$	$b$			
mm			-	-	MPa
660,4	701,68	19,05	HDS1	R	0,1
					CR 2600330

### Permissible operating temperature [°C / °F]

min	max
-40 / -40	100 / 212
	short periods
	120 / 248

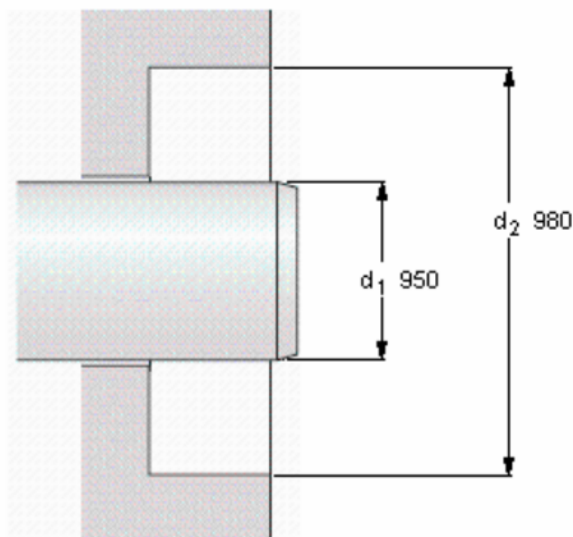
### Rotational speed [r/min]

723
at circumferential speed [m/s / ft/s]
25 / 82

### Pressure differential [MPa / psi]

0,1 / 14,5

See also "Permissible speeds" and "Chemical and thermal resistance"



# Radial shaft seals, metallic outside diameter

Product information

Dimensions			Design	Lip material	Pressure differential	Designation	US stock number
Shaft	Bore	Nominal seal width					
d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	b					
mm			-	-	MPa	-	-
950	980	18	HDS1	R	0,1	CR 950x980x18 HDS1 R	3740100

## Permissible operating temperature [°C / °F]

min	max
-40 / -40	100 / 212
	short periods
	120 / 248

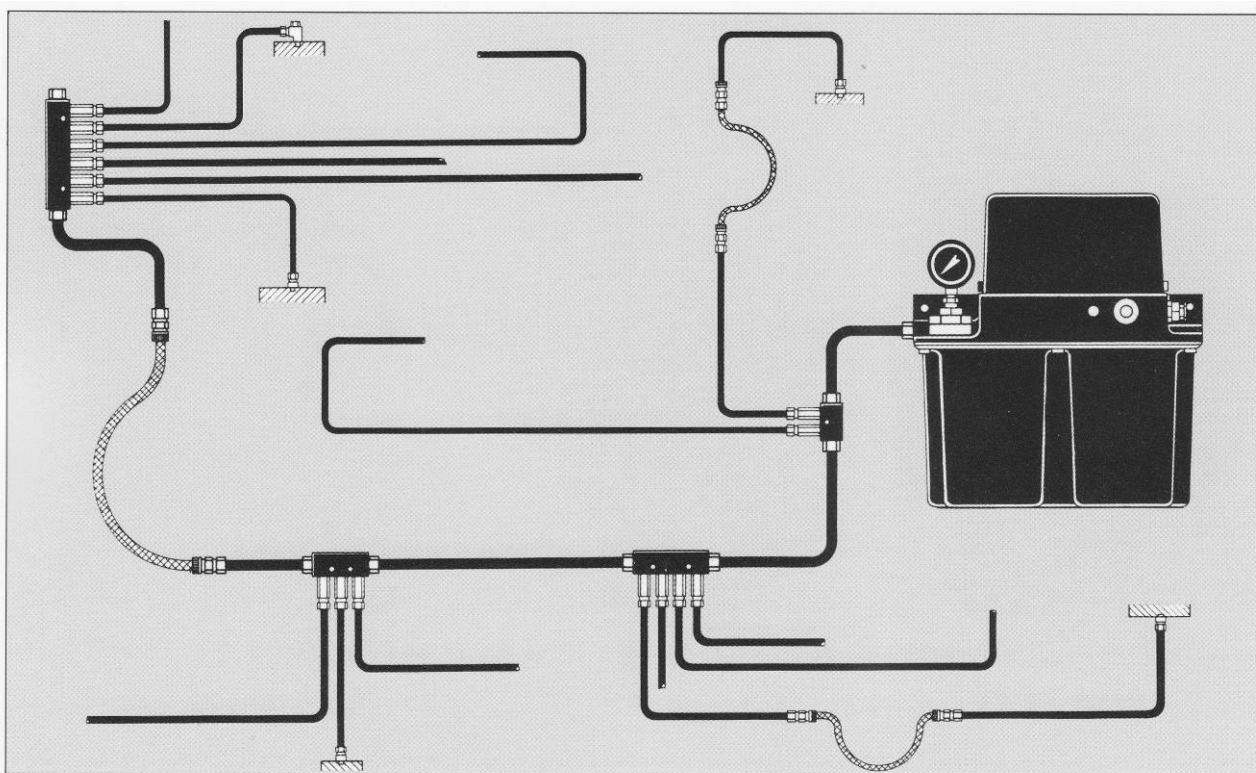
## Rotational speed [r/min]

503
at circumferential speed [m/s / ft/s]
25 / 82

## Pressure differential [MPa / psi]

0,1 / 14,5

See also "Permissible speeds" and "Chemical and thermal resistance"



## Jednopotrubní systém pro olej / plastická maziva 000-2

Jednopotrubní centrální mazací systém se používá k mazání strojů a strojních zařízení do cca 100 (i více) mazacích míst, vzdálených až několik desítek metrů.

Osazují se jím především stroje (obráběcí, textilní, tvářecí, polygrafické, balící, na tlakové lití apod.), řetězy (pracovní i poháněcí), manipulační technika, části strojů atd.

Použitím různých velikostí dávkovačů (popř. jejich spojením) se docílí požadovaná množství maziva

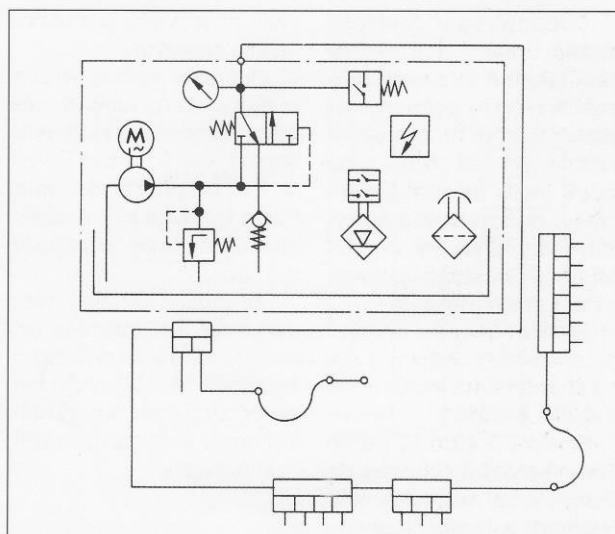
do jednotlivých mazacích míst.

Počet mazacích míst lze kdykoliv zvýšit připojením dalších dávkovačů, případně snížit odpojením přebytečných dávkovačů.

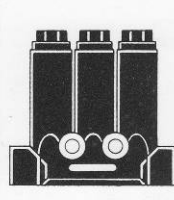
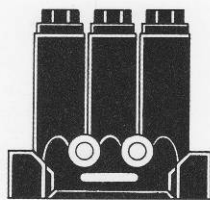
Rozvodné potrubí je během přestávky odlehčeno (není zatíženo pracovním tlakem).

Systém je velmi snadno automatizovatelný.

Princip funkce systému umožňuje částečně automatickou kontrolu ucpání nebo prasknutí.



### Dávkovače



Typ:	ZE-C	ZE-D	ZE-E	ZE-G
Mazivo:	olej / plastické mazivo 000-2	olej / plast. maz. 000	olej	olej / plast. maz. 000
Množství na zdvih a vývod:	0,1 – 1,0 cm <sup>3</sup>	0,1 – 1,0 cm <sup>3</sup>	10 – 200 mm <sup>3</sup>	10 – 200 mm <sup>3</sup>
Max. tlak (bar):	160	35	30	30

## Poděkování

Na samotný závěr této diplomové práce by jsem rád poděkoval panu doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za vedení, podporu a cenné připomínky. Rovněž děkuji panu Zbyhněvu Kubickovi za odborné rady, čas a veškerou pomoc při řešení zadaného problému.